

**Міністерство освіти і науки України
Кіровоградська обласна державна адміністрація
Кіровоградський національний технічний університет**

МАТЕРІАЛИ

***IX-ї Міжнародної науково-практичної конференції
“Проблеми конструювання, виробництва та
експлуатації сільськогосподарської техніки”***

За загальною редакцією М.І. Черновола

Кіровоград, 7-8 листопада 2013 р.

Матеріали ІХ-ї Міжнародної науково-практичної конференції. Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки, вип. 2. – Кіровоград: КНТУ, 2013. – 67 с.

В матеріалах конференції викладені питання конструювання, розрахунку, удосконалення, створення і дослідження нових робочих органів сільськогосподарських машин, засобів механізації, електрифікації та автоматизації сільськогосподарського виробництва. Наведені результати досліджень в галузі технологій виробництва і експлуатації машин та забезпечення їх надійності і довговічності.

Викладені практичні рекомендації по використанню результатів досліджень і дослідно-конструкторських розробок в сільськогосподарській і інших галузях машинобудування.

Даний збірник є виданням, в якому публікуються основні результати наукових досліджень вчених, аспірантів, здобувачів – учасників ІХ-ї Міжнародної науково-практичної конференції “Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки”, 7-8 листопада 2013 року.

Збірник розрахований на наукових і інженерно-технічних робітників науково-дослідних інститутів, ВНЗ, конструкторських організацій і промислових підприємств.

Відповідальний редактор: Черновол М.І., д.т.н., член-кореспондент НААН України.

Відповідальний секретар: Петренко Д.І., к.т.н., доц.

Редакційна колегія: Адамчук В.В., д.т.н., академік НААНУ; Булгаков В.М., д.т.н., академік НААНУ; Тіщенко Л.М., д.т.н., академік НААНУ; Аніскевич Л.В., д.т.н., проф.; Сало В.М., д.т.н., проф.; Свірень М.О., д.т.н., проф.; Осадчий С.І., д.т.н., проф.; Петренко М.М., к.т.н., проф.; Васильковський О.М. к.т.н., доц.; Лещенко С.М., к.т.н., доц.

Адреса редакційної колегії: 25006, м. Кіровоград, пр. Університетський, 8, Кіровоградський національний технічний університет, тел.: 390-581, 390-472, 55-10-49.

Автори опублікованих матеріалів несуть відповідальність за підбір і точність наведених фактів, цитат, економіко-статистичних даних, власних імен та інших відомостей, а також за те, що матеріали не містять даних, які не підлягають відкритій публікації. Редакція може публікувати матеріали в порядку обговорення, не поділяючи точки зору автора.

Аналіз конструкцій посівних секцій просапних сівалок

О.В. Анісімов, ас.

В.М. Сало, проф., д-р. техн. наук

С.М. Мороз, ст. викл., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет, м. Кіровоград

Підвіски сошників та посівних секцій є важливими елементами вузлів загального призначення сівалки, бо за їх допомогою сошники та посівні секції приєднуються до рами ходової системи сівалки. Від відбору типу підвіски та її параметрів залежить стійкість ходу сошників у ґрунті.

Існує два типи конструкцій підвісок: радіальні та чотирьох ланкові.

Залежно від типу сівалки, способу сівби та виду вирощування культури вибирають різноманітні схеми підвісок сошників та секцій. Так, радіальні (одно- та двоповідкові) з вільно начепленими наральниковими сошниками використовуються при роботі на добре обробленому ґрунті з рівномірною розробкою шару по глибині ходу сошників, а радіальні з натискними штангами – на будь-яких фонах поля та на різноманітних швидкостях сівби.

Аналіз проведених досліджень роботи радіальних підвісок показує, що для зменшення помилок копіювання нерівностей ґрунту необхідно намагатись збільшувати довжину підвіски. При цьому, якщо використовується опора, то вона має бути максимально наближеною до сошника. Мінімальна помилка копіювання забезпечується при центральному положенні опори (по осі висівання насіння).

Суттєвими недоліками цієї підвіски є незадовільний розподіл насіння по горизонталі і по вертикалі та незабезпечення постійного кута входження сошника в ґрунт.

Паралелограмні підвіски використовують, як правило, на просапних сівалках. Вона забезпечує постійний кут входження сошника в ґрунт. Розміщення опори спереду або ззаду сошника не впливає на помилку копіювання.

Така конструкція механізму навіски посівної секції з жорстко закріпленою верхньою ланкою чотирьохланкової навіски і розташованих під кутом одне до іншого бокових ланок забезпечує покращення якості розподілу насіння за рахунок підвищення стійкості ходу робочого органу у вертикальній площині, але не може забезпечити якість однозернового посіву, оскільки сошник повертається навколо точки підвісу і здійснює коливальний рух у горизонтальній площині.

В Кіровоградському ПКІ «Ґрунтопосівмаш» провели дослідження по виявленню впливу конструкції підвіски сошників зернової сівалки на рівномірність

висіву зерна. Заміна радіальної підвіски сошників на чотириохланкову (паралелограмну) не вплинула суттєво на розподіл насіння як по горизонталі, так і по вертикалі. В той же час використання чотириохланкової непаралелограмної підвіски дозволило знизити нерівномірність висіву насіння зернових культур на 20–30%.

Оскільки в просапних, як і в зернових, сівалках в основному використовуються сошники з тупим кутом входження в ґрунт, то логічно замінити чотириохланкову паралелограмну підвіску чотириохланковою непаралелограмною.

Для забезпечення рівномірності глибини посіву та рівномірності розподілу інтервалів між насінинами пропонується використовувати чотириохланкову навіску, в якій протилежні повздовжні ланки мають різну довжину, і одна з них жорстко з'єднана через механізм регулювання глибини посіву з копіюючим котком.

Механізм навіски робочого органу працює наступним чином. При русі сівалки на робочий орган діє реакція ґрунту, яка намагається повернути ланки навіски проти годинникової стрілки. За рахунок різної довжини повздовжніх ланок робочий орган здійснює рух приближений до руху по вертикалі, що забезпечує рівномірний інтервал між насінинами, а за рахунок механізму регулювання глибини посіву, рівномірне укладання насінин по глибині.

УДК 539.43:31.001.5

Закономірності виникнення і методи попередження раптових та поступових відмов у сільськогосподарській техніці

О.С. Гринченко, доц., канд. техн. наук
*Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка*

Вступ. Механічні відмови, що виникають у елементів сільськогосподарської техніки в значній мірі бувають обумовлені руйнуванням. Руйнування можливо поділити на дві категорії: раптове і поступове. Перший варіант найчастіше пов'язаний з екстремальним навантаженням, яке перевищує несівну здатність елемента. Другий, поступовий вид руйнувань переважно виникає завдяки накопиченню втомних пошкоджень, які наприкінці проявляють себе утворенням і зростанням тріщин. Забезпечуючи механічну надійність машин, необхідно мати на увазі ризики виникнення як раптового, так і поступового руйнування. Обидва види руйнувань виправдано вважати випадковими і тому закономірності їх виникнення мають стохастичний характер.

Постановка і розв'язання проблеми. Крім основних стаціонарних режимів роботи елементи мобільних машин можуть додатково зазнавати дію екстремальних навантажень, які мають нестаціонарний характер. Вони бувають пов'язані з перехідними динамічними процесами в трансмісії, підвісці та інших пружних системах; можуть бути обумовлені розгінном або раптовим гальмуванням, наїздом колеса на окрему нерівність або попаданням у вибоїну і т.ін. Характерною особливістю таких екстремальних навантажень є їхня багаторазовість, яка підвищує небезпеку раптового руйнування.

З розгляду багаторазового екстремального навантаження, як випадкової дискретної послідовності незалежних між собою максимумів навантажень, сумісно діючих на n елементів послідовної системи, отримано вираз для визначення імовірності неруйнування такої системи після l навантажень

$$R_c(\gamma) = \prod_{i=1}^l \frac{iK_{\min}^b}{iK_{\min}^b + \chi}, \quad (1)$$

де $\chi = \sum_{j=1}^n \left(K_{\min} / K_j \right)^b$ – умовна кількість елементів в системі, зведена до найбільш навантаженого;

K_{\min} і K_j – найменший та всі інші коефіцієнти запасу міцності у елементів, які визначаються, як співвідношення середньої несівної здатності елемента до середнього екстремального навантаження;

b – параметр форми розподілу Вейбулла несівної здатності та екстремальних навантажень, величина якого визначається коефіцієнтом варіації.

За допомогою залежності (1) вдалось вперше теоретично пояснити відоме з аналізу статистичної інформації явище зниження інтенсивності раптових руйнувань при збільшенні наробітку. Визначено також, що для забезпечення найвищого рівня механічної надійності послідовної системи раціонально виконувати її з елементів, у яких однакові коефіцієнти запасу K_j . Використання (1) у проектних інженерних розрахунках дозволяє обґрунтовано обирати запаси міцності з урахуванням очікуємої кількості багаторазових екстремальних навантажень за термін експлуатації, що забезпечує заданий рівень безвідмовності за раптовими руйнуваннями.

При розгляді закономірностей і методів попередження поступових відмов від втомного руйнування ускладнюючими обставинами є невизначеність зв'язку коефіцієнтів запасу з величиною ризику втомного руйнування та неможливість використання відомих детермінованих моделей кривої втоми для прогнозування втомної довговічності, яка за результатами випробувань має велике випадкове розсіювання. Таке положення заважає проектуванню конструкцій мінімальної металомісткості з заданим рівнем механічної надійності. В найбільш досконалому вигляді виявлення стохастичних закономірностей виникнення відмов від втомного

руйнування повинно відкрити можливості прогнозування ресурсних показників надійності. Це суттєво покращить якість проектування вітчизняної сільськогосподарської техніки, підвищуючи її конкурентоспроможність.

Стохастичне трактування кривої багатоциклової втоми полягає у заданні імовірнісних характеристик сімейства випадкових монотонних реалізацій границі витривалості в залежності від кількості циклів до руйнування. Відрізняючою особливістю реальної навантаженості деталей мобільної сільськогосподарської техніки є її багаторежимність, яка обумовлена різноманітністю видів виконуваних робіт і умов використання. Тому при теоретичному дослідженні закономірностей виникнення відмов від втоми слід розглядати амплітуду діючих змінних напружень σ_a як випадкову величину з щільністю розподілу $f(\sigma_a)$. Одна з стохастичних закономірностей виникнення відмов від втомного руйнування сталевих деталей полягає в тому, що при циклічному навантаженні з випадковою амплітудою ресурс за втомним руйнуванням поділяється на дві категорії: обмежений та необмежений. Якщо імовірність необмеженого ресурсу визначається функцією $R_f(\sigma_a)$, то еквівалентна циклічна амплітуда, яка замінює навантаження з змінною випадковою амплітудою σ_a , може бути визначена з виразу

$$\sigma_e = \left(\frac{1}{a_p} \right)^{1/m} \left\{ \int_0^\infty f(\sigma_a) [1 - R_f(\sigma_a)] \sigma_a^m d\sigma_a \right\}^{1/m}, \quad (2)$$

де m – показник ступеня осередненої кривої втоми.

Співмножник $\mu = a_p^{-1/m}$ у (2) залежить від випадкової величини a_p , яка характеризує похибку застосування лінійної гіпотези накопичення втомних пошкоджень. Це означає, що еквівалентну амплітуду σ_e при прогнозуванні втомної довговічності слід вважати випадковою величиною. При проведенні інженерних розрахунків зручно для апроксимації розподілу a_p використовувати розподіл Фреше. Тоді величина μ буде розподілена за законом Вейбулла.

Висновки. Встановлено стохастичний характер закономірностей виникнення механічних відмов елементів сільськогосподарської техніки, обумовлених багаторазовим екстремальним навантаженням та накопиченням втомних пошкоджень. Пропонуються імовірнісні методи прогнозування ризику виникнення відмов, які дозволяють поліпшити якість проектування мобільних сільськогосподарських машин.

Математична модель процесу сепарації вороху

В.М. Булгаков, *д-р техн. наук, академік НААН*

Національний університет біоресурсів і природокористування України

При збиранні вороху бульбоплодів картоплі важливе місце посідає операція сепарування. Вказана операція напряму впливає на кінцеву якість зібраної картоплі. Найменших пошкоджень бульби картоплі зазнають при русі по робочих поверхнях сепараторів без проковзування. Оскільки, в подальшому, картоплю необхідно зберегти з мінімальними втратами, то такий показник якості, як пошкодження бульб є вкрай важливим.

Таким, чином обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів картопляного сепаратора, при яких забезпечується рух бульб без проковзування є актуальним науковим завданням.

Загальні питання руху частинки по поверхні спірального сепаратора досить детально розглянуті в працях відомого вченого в галузі землеробської механіки академіка П. М. Василенка, методичне використання яких з уточненням для певних умов дозволить отримати математичну модель руху тіла (бульби картоплі) по гвинтовій поверхні розробленої нами конструкції спірального сепаратора.

Основними завданнями даного дослідження є побудова математичної моделі взаємодії одиничної бульби з спіральною поверхнею сепаратора.

При попередніх розрахунках руху тіла по поверхні спірального сепаратора, які дозволяють описати взаємодію тіла з робочою поверхнею, розглянемо відносний рух одиничного тіла. Для цього складемо, по-перше, еквівалентну схему, у вигляді спіралі, що обертається навколо нерухомої осі, при цьому на поверхні спіральної навивки радіусом R і кутом підйому гвинтової лінії γ знаходиться тіло (бульба) C радіусом r_a . Припустимо, що початкова швидкість цього тіла, тобто швидкість при попаданні на поверхню спірального сепаратора, буде дорівнювати нулю. При цьому на тіло C будуть діяти такі сили:

\bar{G} – сила тяжіння тіла; \bar{N} – сила нормальної реакції поверхні спіральної навивки; \bar{F} – сила тертя ковзання тіла; \bar{P}_n^e – відцентрова сила інерції; \bar{P}_u^k – коріолісова сила інерції; \bar{M}_r – момент сили тертя кочення.

Загальний вигляд векторного рівняння руху бульби картоплі по поверхні спіралі матиме такий вигляд

$$m\bar{W} = \bar{G} + \bar{N} + \bar{F} + \bar{P}_n^e + \bar{P}_u^k + \bar{P}_v, \quad (1)$$

де \bar{W} – прискорення руху по поверхні спірального вальця.

Після визначення невідомих складових взаємодії та проведення серії математичних викладок представимо рівняння (1) в наступному вигляді:

$$\dot{\theta} = \int \frac{2,5(r_a \operatorname{tg}(\mu) - f\rho)g \sqrt{(R+e)^2 + \frac{S^2}{4\pi^2}}}{r_a^2(R+e) \cdot f \cdot \left[\frac{-\frac{1}{4} \cdot \frac{S^2}{\pi^2} \cdot \frac{\cos(\psi)}{R+e} \cdot \cos\left[\frac{1}{2} \cdot \frac{S}{\pi \cdot (R+e)}\right] + 2e \cdot \sin(\psi)}{\frac{1}{4} \cdot \frac{S^2}{\pi^2} \cdot \frac{\sin(\psi)}{R+e} \cdot \cos\left[\frac{1}{2} \cdot \frac{S}{\pi \cdot (R+e)}\right] + 2e \cdot \cos(\psi)} - \cos(\psi) \right]} dt. \quad (2)$$

Внаслідок складності інтегрування даного виразу проведемо його графічне інтегрування. При цьому приймемо радіус бульби $r_a=25$ мм, радіус спіралі $R=75$ мм, крок навивки спіралі $S=30$ мм, ексцентриситет закріплення спіралей $e=10$ мм, радіальний параметр розміщення бульби відносно власної вісі обертання $\rho=20$ мм, коефіцієнт тертя ковзання $f=0,55$, кут тертя кочення $\mu=17$ град (або $0,297$ рад).

Як показує аналіз отриманих залежностей із зростанням кутової швидкості спіралі кутова швидкість обертання бульби навколо власної вісі зменшується наближаючись до нуля, тобто до умови руху тіла без перекочування.

Вплив деяких конструктивних параметрів спірального сепаратора проведемо проаналізувавши залежності кутової швидкості руху бульби при зміні кутової координати від 0 до 1 рад для кутової швидкості спіралей 40 рад/с при змінних параметрах (інші параметри залишалися сталими і мали значення як і в попередньому випадку). Із отриманих залежностей встановлена наявність впливу на кутову швидкість обертання тіла відносно власної вісі радіуса спіралі, ексцентриситету закріплення спіралей та кроку навивки. При збільшенні перерахованих вище параметрів, кутова швидкість обертання тіла зменшується. Найбільший вплив на кутову швидкість тіла має зміна кроку навивки, а найменший – ексцентриситет. А, отже, з вище викладеного слід зауважити, що для досягнення мінімальної кутової швидкості обертання бульби слід збільшувати ці параметри.

Таким чином, отримана математична модель процесу сепарації, яка дозволяє встановити залежність пошкоджень бульб картоплі від конструктивно-технологічних параметрів спірального сепаратора. Встановлено, що на пошкодження бульб коренеплодів найбільший вплив має зміна кроку навивки спіралі сепаратора.

Обґрунтування технологічної схеми безкопірного зрізу гички цукрових буряків

М.М. Борис , канд. техн. наук

Подільський державний аграрно-технічний університет

В.М. Бабка , канд. техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Збирання гички цукрових буряків є однією з найбільш технічно складних операцій у вирощуванні цієї культури. Завданням вітчизняного машинобудування є випуск бурякозбиральних машин, якість роботи яких, повинна відповідати агротехнічним вимогам, а функціональні та експлуатаційні показники – знаходитись на рівні кращих світових зразків.

Розробка нових наукових методик для обґрунтування технологічних схем машин та конструкцій робочих органів, що покращать експлуатаційно-технологічні показники процесу збирання гички цукрових буряків є науково-технічною проблемою.

Питання дослідження способів зрізу гички цукрових буряків вивчалось Зуєвим М. М. і Топоровським С. А. Визначалась висота безкопірного зрізу гички, за оптимальними значеннями відходів цукроносної маси в гичку для діючих закупівельних цін. Розподіл висот виступання головок коренеплодів над рівнем ґрунту моделювався нормальним законом, а форма головки коренеплоду – конусом, зрізаним конусом та сферою. Але дані дослідження носять досить наближений характер і їх неможливо використати для моделювання процесу безкопірного зрізу.

Для вивчення можливостей безкопірного зрізу створена математична модель цього процесу. Суть цієї моделі полягає в підрахунку, за допомогою методів чисельного інтегрування і теорії ймовірності, відходів цукроносної маси та маси гички, що залишилися на коренеплодах внаслідок безкопірного зрізу на одиниці площі.

Згідно даної моделі, розподіл висот виступання головок коренеплодів над рівнем ґрунту не заперечує закон нормального розподілення. Форма головки коренеплоду моделюється зрізаним конусом, а форма залишків гички –циліндром.

Відходи цукроносної маси і залишки гички визначаються відповідно за виразами:

$$BM(h, h_3) = \sum_{i=h_3}^n \left[N \cdot F\left(\frac{h_i + h_{i+1}}{2}\right) \cdot \left(\frac{h_{i+1} - h_i}{3n} \sum_{j=0}^n c_j \cdot f(h) \right) \right],$$

$$GM(h, h_3) = \sum_{i=h_2}^n \left[N \cdot F_c \left(\frac{h_i + h_{i+1}}{2} \right) \cdot \left(\frac{h_{i+1} - h_i}{3n} \sum_{j=0}^n c_j \cdot f(h) \right) \right],$$

де n – кількість інтервалів на які розбивається зона зрізу головки коренеплоду;

N – кількість коренеплодів на одиниці площі;

$F = f(h, h_3)$ – функція, за якою визначаються відходи цукроносної маси в певному інтервалі висот виступання головок коренеплодів;

$F_c = f(h, h_3)$ – функція, за якою визначаються залишки гички в певному інтервалі висот виступання головок коренеплодів;

h_i і h_{i+1} – межі інтервалу;

c_j – члени ряду, $c_j = 1, 4, 2, 4, 2, \dots, 2, 4, 1$;

$f(h)$ – функція щільності нормального розподілення.

Внаслідок проведеного моделювання процесу безкопінного зрізу на ЕОМ зроблено висновок, що досягти необхідної якості збирання гички при дотриманні агротехнічних вимог (відходи цукроносної маси, залишки гички на коренеплодах) лише одним безкопінним зрізом неможливо. Тому необхідно використовувати додаткові пристрої для відокремлення гички, що залишилась на коренеплодах після зрізу.

На основі проведених досліджень нами пропонується використовувати наступну технологічну схему відокремлення гички. Процес збирання гички здійснюється у дві стадії. Перша стадія – зрізання гички на рівні високорозташованих головок коренеплодів з одночасним її подрібненням і розкиданням по полю (або навантаженням у транспортний засіб, що рухається поряд). Друга стадія – доочищення головок коренеплодів. Першу стадію зрізання гички здійснюють роторні гичкорізи з горизонтальним валом і шарнірно підвішеними до нього ножами, другу – доочисники з високоефективними активними робочими елементами.

УДК 631.356.2

Лабораторна установка та результати досліджень нового відокремлювача гички

А.М. Борис, канд. техн. наук
Національний науковий центр "ІМЕСГ" НААН

Дослідження робочих органів для відокремлення гички в польових умовах характеризується великими затратами праці. Тому нами розроблено установку для досліджень процесу відокремлення гички в лабораторних умовах. Лабораторною

установкою передбачено можливість: застосування при дослідженнях натуральних коренеплодів з різними агрофізичними параметрами, моделювання агрофізичних характеристик посівів цукрових буряків, зміни в широкому діапазоні конструктивно-технологічних параметрів та режимів роботи відокремлювачів гички роторного типу.

За допомогою лабораторної установки досліджувався процес відокремлення гички новим копінно-роторним робочим органом. Моделювались наступні параметри поля: відстань між коренеплодами в рядку, відхилення коренеплоду від умовної осьової лінії рядка, висота виступання головки коренеплоду над поверхнею ґрунту. Змінювались конструктивні параметри робочого органу: діаметр ротора, радіус підвісу робочого елемента, кут відхилення робочого елемента від площини обертання, довжина робочого елемента, кут встановлення осі ротора до умовної осьової лінії рядка, величина початкового вертикального зазору між копінною частиною та ножем. Змінювались режими роботи: частота обертання ротора та поступальна швидкість переміщення коренеплоду.

Проводилось спостереження процесу відокремлення гички за допомогою швидкісного відео цифровим фотоапаратом Casio Exilim EX-FH20. Після взаємодії робочих органів з коренеплодом, визначалися місце контакту, якість відокремлення гички, а також характер і глибина пошкоджень. При проведенні дослідів фіксувались наступні параметри: втрати цукроносної маси, залишки гички на коренеплодах наявність пошкоджень, висота зрізу, вид поверхні зрізу та нахил поверхні зрізу до горизонту.

Внаслідок проведення лабораторних експериментальних досліджень: підтверджено працездатність конструкції та правильність теоретичного обґрунтування основних конструктивно-технологічних параметрів робочого органу, при яких можливе якісне виконання технологічного процесу. Отримано емпіричні залежності показників якості процесу та висоти зрізу головок коренеплодів від технологічних параметрів та режимів копінно-роторного відокремлювача гички, які можна використати при розрахунках процесу видалення гички цукрових буряків. Встановлено точність копіювання поряд розташованих головок коренеплодів навіть при екстремальних значеннях перепаду висот їх виступання над поверхнею ґрунту. Визначено раціональні значення швидкості поступального руху робочого органу $V = 1,8 \dots 2,2$ м/с та зміщення осі ротора від умовної осі рядка $\delta = 30 \dots 50$ мм.

Обґрунтування взаємодії пасивного копіра з головкою коренеплоду

І.В. Головач, проф., д-р. техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Ефективне функціонування більшості бурякозбиральних машин залежить від того, наскільки точно та чутливо буде здійснене копіювання коренеплодів, розташованих у рядку над поверхнею ґрунту. Це стосується насамперед гичкозбиральних машин, доочисників головок коренеплодів, дообрізчиків, викопуючих робочих органів деяких конструкцій. В світовій практиці широке застосування знайшли різноманітні копіювальні пристрої, які здійснюють копіювання коренеплодів буряків на кореню і подальше встановлення робочих органів на потрібну висоту. Але вимоги, які пред'являються до таких пристроїв, насамперед по забезпеченню потрібного рівня якості роботи в різних умовах збирання, простоти конструкцій, меншій металомісткості та енергомісткості не завжди виконуються.

Завданням даного дослідження є аналітичне визначення залежностей між режимом роботи пасивного копіра головок коренеплодів та його конструктивними параметрами.

нами була розроблена схема нового дообрізчика головок коренеплодів цукрових буряків на кореню і обґрунтовані основні його конструктивні параметри. Однак, ефективна робота цього пристрою гичкозбиральної машини буде лише в тому випадку, коли силові параметри взаємодії пасивного копіра з головкою коренеплоду будуть задовольняти умовам не вибивання коренеплодів з ґрунту в процесі роботи та забезпечення мінімальних їх пошкоджень при високій продуктивності.

Нами аналітично розглянутий процес взаємодії пасивного копіра з коренеплодом, який при русі вздовж рядка посівів цукрових буряків контактує з нерухомою його головкою в точці. Отриманий аналітичний вираз для ударної сили, що виникає при взаємодії пасивного копіра з головкою коренеплоду.

$$F_{\text{уд.}} \approx 6m(1 + \varepsilon)V_p^2 \sin \alpha, \quad (1)$$

де m – приведена до точки A маса дообрізчика; ε – коефіцієнт відновлення при ударі; V_p – поступальна швидкість руху; α – кут нахилу копіра до горизонту.

Для того, щоб коренеплід не був вибитий з ґрунту під час удару копіра по його головці, необхідно забезпечити щоб максимальне значення горизонтальної складової сили, яка діє з боку копіра на коренеплід не перевищувало її допустимого значення

$$P_{z, max.} \leq [P_z], \quad (2)$$

де $P_{\bar{a}, max.}$ і $[P_{\bar{a}}]$ – відповідно максимальне значення горизонтальної складової сили, яка діє з боку копіра на головку коренеплоду та її допустиме значення.

За результатами експериментальних досліджень встановлено, що $[P_{\bar{a}}]$ знаходиться в межах 10...115 Н. При значенні $[P_{\bar{a}}]=10$ Н з ґрунту вибивається понад 45% коренеплодів. А тому можна скласти таку умову

$$(F_{y\partial.} + P_n + F) \sin \alpha \leq 10. \quad (3)$$

Використовуючи вираз (3) отриманий аналітичний вираз робочої швидкості V_p пасивного копіра головок коренеплодів цукрових буряків, при якій буде здійснюватись ефективна робота дообрізчика головок коренеплодів на корені

$$V_p = \sqrt{\frac{10 - P_n \sin \alpha - F \sin \alpha}{6m(1 + \varepsilon) \sin^2 \alpha}} \quad (4)$$

Після цього задавшись значенням V_p визначений кут нахилу копіра α відносно горизонтальної площини:

$$\alpha = \arcsin \frac{-(P_n + F) + \sqrt{(P_n + F)^2 + 240m(1 + \varepsilon)V_p^2}}{12m(1 + \varepsilon)V_p^2}. \quad (5)$$

Таким чином, аналітично знайдені умови, за якими можна визначити оптимальні кінематичні і конструктивні параметри копіюючого механізму дообрізчика головок коренеплодів на корені.

Встановлено, що конструкційна схема пасивного копіра забезпечує ефективне копіювання головок коренеплодів при швидкості руху дообрізчика $V = 2$ м/с в разі значення кута нахилу до горизонту гребінчастого копіра $\alpha = 0,3$ рад.

Дотримання знайдених нових аналітичних залежностей та даних конкретних розрахунків при розробці та проектуванні бурякозбиральних машин сучасного рівня забезпечить суттєве покращення якості гички і коренеплодів цукрових буряків при їх механізованому збиранні.

Вплив конструктивних параметрів на продуктивність скреперної установки

М.І. Ікальчик, інженер

ВП НУБіП України «Ніжинський агротехнічний інститут», м. Ніжин

Постановка проблеми. Видалення гною є одним з найскладніших процесів при утриманні ВРХ. Санітарний стан приміщення ферми і тварин залежить від своєчасного і повного видалення гною [1]. Суттєвий вплив на продуктивність скреперної установки мають її конструктивні та технологічні параметри [2]. Під час роботи скреперної установки має місце не повне прилягання скребків до дна гнойового каналу що приводить до зменшення продуктивності, і це спонукає до розробки нових конструкцій.

Нами була запропонована скреперна установка для прибирання гною [3], у якій пропонується робочу фронтальну поверхню скребків виконати у вигляді відвала зі змінним радіусом кривизни.

Мета досліджень. Обґрунтувати вплив кута нахилу, кута розкриття скребків та швидкості скрепера на продуктивність удосконаленої скреперної установки.

Результати досліджень. Для встановлення взаємозв'язку впливу кута розкриття скрепера $\tilde{\alpha}_1$ (град.), кута нахилу скребків скрепера $\tilde{\alpha}_2$ (град.) та швидкості руху скрепера $\tilde{\alpha}_3$ (м/с) на продуктивність удосконаленої скреперної установки $W_{\tilde{N}\tilde{E}}$ (кг/год.) у виробничих умовах було проведено експерименти за планом Бокса-Бенкіна. При цьому незмінними були розміри гноевого каналу та об'єм прибраного гною. За результатами багатофакторних експериментів було отримано математичну модель – рівняння регресії у вигляді поліномів другого порядку.

Аналіз залежностей (рис.1) показує, що зі збільшенням кута розкриття скрепера γ продуктивність $W_{\tilde{N}\tilde{E}}$ змінюється за параболічною функцією, яка має максимальне значення продуктивності при куті розкриття скребків скрепера 70° та дорівнює 1950; 1900, та 1750 кг/год., для відповідних значень кута нахилу скребків скрепера 30° ; 60° та 90° .

Було встановлено (рис. 2) збільшення продуктивності $W_{\tilde{N}\tilde{E}}$ від зменшення кута нахилу скребків скрепера $\tilde{\alpha}_2$, що пояснюється руйнуванням зв'язків між шарами гною. Зокрема, при зменшенні кута нахилу скребків скрепера з 90° до 30° спостерігається збільшення продуктивності скреперної установки на 8,8% для скрепера з кутом розхилу скребків 120° ; 8,5% для скрепера з кутом розхилу скребків 170° , на 9% для скрепера з кутом розхилу скребків 70° .

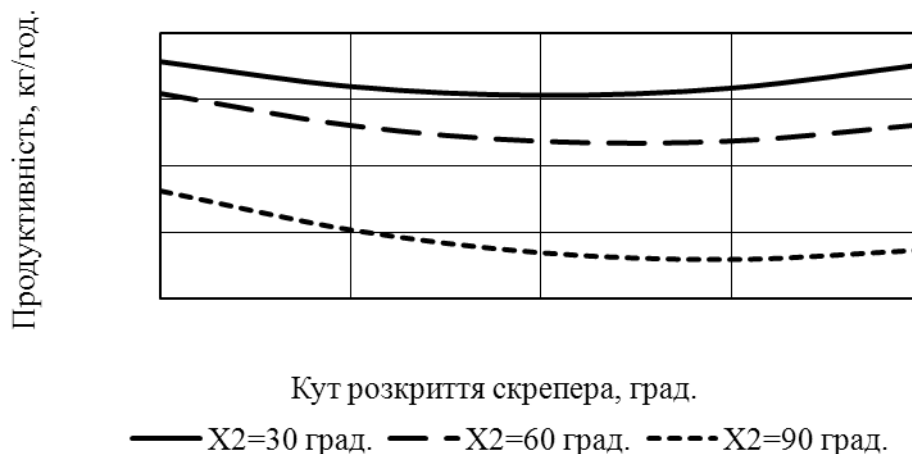


Рисунок 1 –Залежність продуктивності удосконаленої скреперної установки від кута розкриття скрепера при швидкості руху скрепера 0,11 м/с

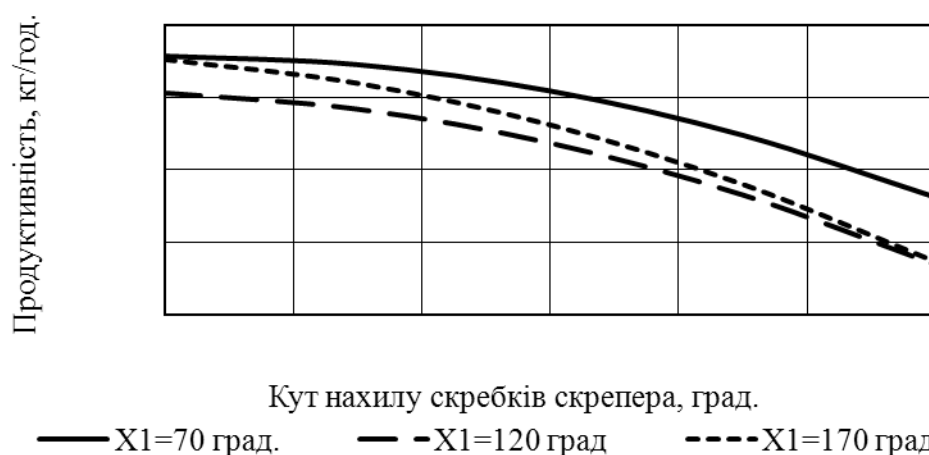


Рисунок 2 –Залежність продуктивності удосконаленої скреперної установки від кута нахилу скребків скрепера при швидкості руху скрепера 0,11 м/с

Аналіз взаємного впливу кута розкриття та кута нахилу скребків скрепера (рис.3) показав, що максимальне значення продуктивності удосконаленої скреперної установки дорівнює 1950 кг/год. для відповідного кута нахилу скребків скрепера 30°.

Аналіз взаємного впливу швидкості руху та кута розкриття скрепера показав, що максимальне значення продуктивності удосконаленої скреперної установки дорівнює 3100 кг/год. для відповідного значення швидкості руху скрепера 0,18 м/с, при цьому кут розкриття скрепера на продуктивність установки впливу не має.

Аналіз взаємного впливу кута нахилу та швидкості руху скребків скрепера показав, що максимальне значення продуктивності удосконаленої скреперної установки дорівнює 3100 кг/год. для відповідного значення швидкості руху скрепера 0,18 м/с, при цьому кут нахилу скребків скрепера на продуктивність установки має незначний вплив.

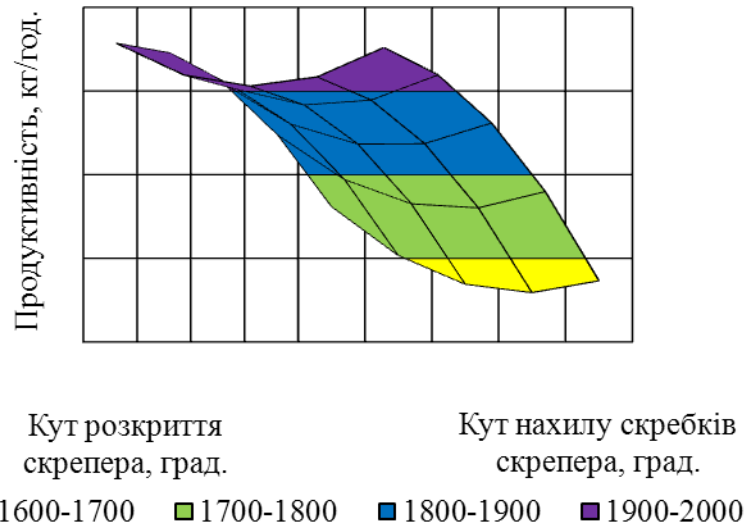


Рисунок 3 –Залежність продуктивності удосконаленої скреперної установки від кута розкриття та кута нахилу скребків скрепера

Рівняння регресії залежності продуктивності скреперної установки $W_{\text{нЕ}}$ (кг/год.) від зміни кута розкриття скрепера \tilde{O}_1 (град.), кута нахилу скребків скрепера \tilde{O}_2 (град.), та швидкості руху скрепера \tilde{O}_3 (м/с) за результатами проведеного ПФЕ 3³ має вигляд:

$$W_{\text{нЕ}} = 96,1236 - 3,9807 \tilde{O}_1 + 6,9367 \tilde{O}_2 + 18623,6109 \tilde{O}_3 + 0,0194 \tilde{O}_1^2 - 0,0547 \tilde{O}_2^2 - 2787,3432 \tilde{O}_3^2 - 0,0140 \tilde{O}_1 \tilde{O}_2 - 2,7188 \tilde{O}_1 \tilde{O}_3 - 23,9166 \tilde{O}_2 \tilde{O}_3 .$$

Статистичне оцінювання отриманих результатів включало перевірку на однорідність дисперсій за критерієм Кохрена. Адекватність отриманої математичної моделі та її придатність для опису досліджуваного процесу перевіряли за критерієм Фішера. Визначення значущості коефіцієнтів регресії проводили за критерієм Стюдента. Гіпотеза про адекватність рівняння підтверджується і його можна використовувати для опису процесу.

На основі експериментальних досліджень було встановлено, що продуктивність змінюється від 0,55 до 3100 кг/год. Із збільшенням швидкості руху скрепера від 0,04 до 0,18 м/с спостерігається збільшення продуктивності на 490%, в той же час зі зменшенням кута нахилу скребка скрепера від 90° до 30° збільшується значення продуктивності удосконаленої скреперної установки на 117%.

Висновки. Застосування методики планування багатofакторного експерименту дало можливість встановити взаємозв'язок основних параметрів скреперної установки і режимів її роботи в вигляді рівняння регресії. На основі аналізу цього рівняння, було встановлено, що продуктивність видалення гною має максимальне значення 3000 кг/год. при встановленні кута розкриття скрепера $\tilde{O}_1 = 70^\circ$; кута нахилу скребків скрепера $\tilde{O}_2 = 30^\circ$, та швидкості руху скрепера $\tilde{O}_3 = 0,18$ м/с.

Список літератури

1. Ревенко І.І. Машины та обладнання для тваринництва: підручник / Ревенко І.І., Брагінець М.В., Ребенко В.І. – К. : Кондор, 2009. – 731 с.
2. Левчикова М.В. Исследования и обоснование параметров и режимов работы скреперных установок для уборки навоза на фермах крупного рогатого скота : автореф. дисс. ... спец 05.20.01 – механизация сельскохозяйственного производства / Левчикова Маргарита Владимировна ; Всесоюзный научно-исследовательский институт электрификации сельского хозяйства. – Москва, 1980. – 15 с.
3. Ікальчик М.І. Розробка скрепера скреперної установки для прибирання гною / М.І. Ікальчик // Тези доповідей XIII всеукраїнської конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників і аспірантів. - Київ, 2013. –С.45

УДК 631.362.3

Удосконалення зерноочисного відділення млина «Мрія-0,6»

Р.В. Григоращ, студ.,

О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Україна є аграрною країною зі значним потенціалом виробництва продукції рослинництва. Однак, реалізація, зокрема, на зовнішньому ринку рослинної сировини є неперспективним шляхом розвитку, оскільки це не сприяє розвитку інших – суміжних галузей виробництва, переробки та зберігання більш технологічного продукту і збільшенню робочих місць всередині країни. Таким чином, однією з найбільш важливих задач держави є створення замкнених циклів виробництва, переробки і отримання готового продукту в аграрному секторі.

Виробництво конкурентоздатної продукції, зокрема, переробної галузі – запорука отримання підприємствами прибутку і, як наслідок, гарантований їх розвиток. Основними ознаками конкурентоздатності будь-якого продукту – є висока якість і низька собівартість.

Одним з найбільш ефективних способів підвищення якості пшеничного борошна є забезпечення потрібної чистоти зерна перед помелом. Зниження його собівартості можна досягти шляхом зниження питомих енерговитрат на одиницю виробленої продукції. Таким чином, вирішення поставленої задачі можливе лише в комплексі, за рахунок використання нових перспективних конструкцій робочих органів.

У млині «Мрія-0,6», виробництва ВАТ «Акустика», м. Кіровоград, очищення зерна перед помелом здійснюється у зерноочисному відділенні на пневморешітному сепараторі з коливальним рухом плоского пробивного ситового полотна. Після

очищення зерно спрямовується до вальцьового верстата за допомогою пневмотранспортера. Аналіз роботи відділення дозволив відзначити наступні недоліки:

- плоскорешітне ситове полотно має низьку ефективність (питому продуктивність і якість) очищення, особливо, при підвищеній засміченості і вологості зерна;
- сепаратор не оснащений механічним пристроєм для очищення отворів сита від забивання (очищення відбувається періодично вручну), що також негативно впливає на якість сепарації;
- пневмотранспортер, що застосовується для переміщення очищеного зерна до вальцьового верстата вимагає суттєвих витрат потужності на привод.

На кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету створена конструкція пневмосепаратора (рис.1), яка дозволяє усунути наведені недоліки.

Машина складається з бункера 1, дозатора 2, пруткового колосового решета 3, блоку пруткових решіт (блока затримки) 4, напрямників 5, 8, 9, ротора 6 та дуговидного пруткового підсівного решета 7. Збільшення часу перебування вороху в повітряному каналі досягається за допомогою встановлення блоку затримки, який складається з кількох пруткових решіт, які розташовуються у вертикальній площині з симетричним зміщенням у шаховому порядку. Крім того, очищене зерно на виході має велику швидкість (16...20 м/с), що дозволяє йому переміщуватись до вальцьового верстата без застосування пневмотранспортера.

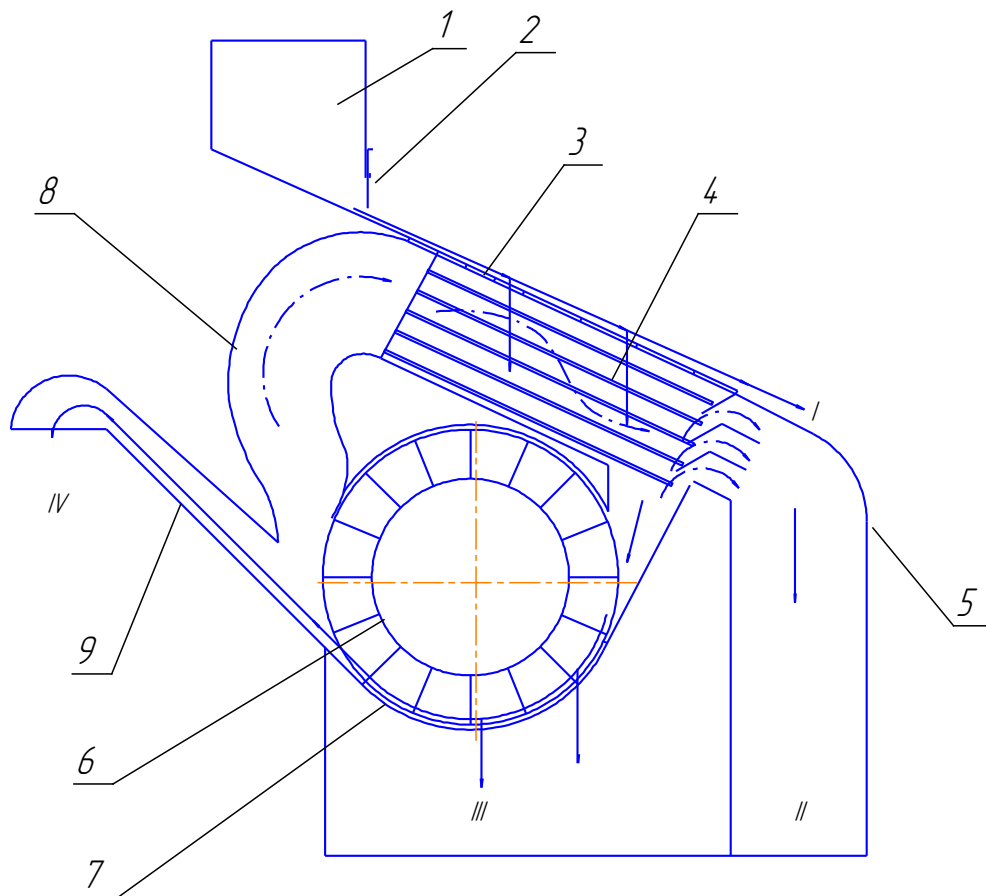
Технологічний процес роботи наступний: зерно з бункера поступає на колосове решето, просіявшись крізь яке, піддається дії повітря у блоці затримки. Очищене зерно і легкі домішки виділяються у приймальники.

Очищення робочих отворів дуговидного підсівного решета здійснюється щітковими лопатками ротора. Очищення робочих отворів нерухомого похилого колосового решета не здійснюється механічно, що є одним із недоліком конструкції.

Серед відомих конструкцій очисних пристроїв розрізняють активні – що мають привід, пасивні – що не мають приводу, а також конструктивні, коли очищення здійснюється за рахунок елементів самих отворів (з розширенням в напрямку руху матеріалу).

Іншим недоліком є застосування нерухомого колосового решета, закономірності переміщення по якому суттєво залежить від фізико-механічних та технологічних властивостей оброблюваного матеріалу і, в деяких випадках, може призвести до винесення повноцінного зерна у крупні домішки.

Усунення зазначеного недоліку можна досягти шляхом надання колосовому решету механічних коливань або вібрацій, завдяки чому підвищується ефективність решітної сепарації.



1- бункер, 2- дозатор, 3- пруткове колосове решето, 4- блок затримки,
5, 8, 9- напрямники, 6- ротор, 7- підсівне решето

Риснок 1 – Функціональна схема пневморешітного сепаратора

Таким чином, на основі викладеного можна зазначити наступне. Підвищення ефективності і зниження енергоємності роботи зерноочисного відділення млина «Мрія-0,6» можна досягти шляхом заміни базового сепаратора з пневмотранспортером, запропонованим інерційним пневморешітним робочим органом з удосконаленим колосовим решетом.

Экспериментальные исследования нагруженности рекуперативного привода режущего аппарата с планетарным механизмом преобразования вращательного движения в колебательное

Л.И. Бойко, д-р техн. наук,

В.И. Прибыльский, канд. техн. наук,

Н.П. Першукевич

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,

Н.Л. Ракова, канд. техн. наук

Белорусский государственный аграрный технический университет

Введение. В последнее время большинство ведущих производителей сельскохозяйственной техники для привода режущего аппарата зерновых жаток применяют планетарный механизм преобразования вращательного движения шкива в колебательное движение ножа (привод Шумахера), серийное производство которого первыми в мире организовали в Германии братья Шумахеры в конце прошлого столетия. Это связано с рядом преимуществ этого преобразователя по сравнению с применявшимися до сих пор. Он имеет компактную конструкцию и небольшой вес, выходное звено преобразователя (ползун) совершает линейное возвратно-поступательное движение и поэтому может быть связано непосредственно с головкой ножа без промежуточных деталей. К настоящему времени достигнута высокая надежность узла при минимальных требованиях к техобслуживанию

Однако в связи с инерционными нагрузками, возникающими при колебательном движении масс ножа и возрастающими пропорционально квадрату частоты колебаний ножа, фирмы-поставщики ограничивают его использование частотой до 650...680 двойных ходов в минуту. Это обуславливает применение данного привода преимущественно для режущих аппаратов зерновых жаток, допускающих меньшие скорости резания по сравнению с травяными.

В ГНУ “Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси” ведутся исследования, направленные на снижение динамических нагрузок, возникающих вследствие инерционных сил от масс колеблющихся рабочих органов. В конструкцию привода рабочих органов встраиваются упругие элементы (рекуператор), и привод становится классической колебательной системой: масса – упругость – сопротивление. При условии совпадения частоты колебаний рабочих органов с собственной частотой системы, определяемой массой рабочих органов и упругостью, силы инерции максимально компенсируются силами упругости рекуператора, а привод нагружают

лишь силы сопротивления. Это обусловлено полным взаимным преобразованием кинетической и потенциальной энергии в колебательной системе. В связи с этим, для краткости, приводы, разгружаемые таким методом, были названы рекуперативными.

Постановка проблемы. Целью исследований, описываемых в представленной работе, являлась экспериментальная оценка эффективности метода для снижения динамической нагруженности привода режущего аппарата с планетарным преобразователем с перспективой использования этого привода для травяных жаток, а также оценка принятых схемных и конструктивных решений. Эффективность оценивалась по результатам сравнения нагруженности серийного и рекуперативного приводов.

Решение проблемы. Исследования проводились на жатке с шириной захвата режущего аппарата 7 м. Привод ножа режущего аппарата жатки включает карданную передачу, ременную передачу и планетарный преобразователь. Приводы других рабочих органов жатки, питающиеся от карданной передачи, для исключения влияния на результаты исследований были отключены. Нагруженность привода оценивалась по крутящему моменту на промежуточном валу карданной передачи.

Экспериментальный образец рекуперативного привода был создан путем дополнения серийного пружинами, соединяющими нож режущего аппарата с корпусом жатки. Конструктивные параметры пружин были рассчитаны из условий получения их суммарной жесткости, обеспечивающей собственную частоту колебательной системы приведенная упругость рекуператора – приведенная масса ножа, соответствующую номинальной частоте работы ножа серийной жатки по технической характеристике, и обеспечения их достаточной для работы без разрушения весь срок службы усталостной прочности.

Измерения проводились в стендовых условиях на холостом ходу (без имитации сил сопротивления от среза растений). По результатам измерений были построены амплитудно-частотные характеристики серийного и рекуперативного приводов в области частот вращения карданной передачи 360... 720 об/мин, что соответствовало частоте колебаний ножа 390... 780 двойных ходов в минуту. Номинальная частота вращения карданной передачи привода жатки составляет 540 об/мин, частота колебаний ножа – 585 двойных ходов в минуту.

Анализ полученных данных показал, что основную долю в нагруженность привода режущего аппарата вносят инерционные силы колеблющихся масс. Так, при совпадении вынужденной и собственной частот колебаний ножа (частота вращения карданной передачи около 540 об/мин, частота колебаний ножа – 580 двойных ходов в минуту) с рекуперативным приводом режущего аппарата, когда теоретически инерционные нагрузки от колеблющихся масс полностью компенсируются упругостью пружин, размах крутящего момента на карданной передаче в 3 раза ниже, чем для серийного. При дальнейшем увеличении частоты вращения карданной передачи вплоть до 720 об/мин это соотношение составляет не менее, чем 1,5. Следует отметить, что снижение динамических нагрузок на планетарный преобразователь еще

значительнее. Анализ результатов исследований показал также существенное влияние ременной передачи на характер и величину нагрузки на карданную передачу.

Выводы. Таким образом, экспериментальные исследования, проведенные в стендовых условиях, показали, что применение рекуперативного привода режущего аппарата вместо традиционного позволяет существенно снизить нагрузки, вызванные силами инерции колеблющихся масс ножа, на все элементы привода, что дает возможность повысить скорость резания режущего аппарата травяных жаток с планетарным механизмом преобразователя, повысив за счет этого их производительность и качество среза трав. Недостатком конструкции рекуперативного привода, реализованной в экспериментальном образце, является то, что рекуперативная часть выполнена как дополнительное устройство, несколько увеличивающее общую массу жатки. Однако при разработке образца для серийного производства и этот недостаток может быть устранен путем соответствующей переработки конструкции привода режущего аппарата и общей конструкции жатки.

УДК 631.352

Порівняльні випробування експериментальних сошників для прямої сівби зернових культур

В.М. Сало, проф., д-р техн. наук

П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук

О.Р. Лузан, інженер

Кіровоградський національний технічний університет

Енергетичні показники роботи сівалок є основними при вирішенні задач підвищення якості виконання технологічного процесу, зменшення їх металоємності та енергетичних витрат.

Для визначення тягового опору та порівняльної енергетичної оцінки експериментального сошника [1] з найбільш поширеними був використаний пристрій реєстрації тягового зусилля розроблений на кафедрі КНТУ (рис. 1), який під час проведення досліджень в ґрунтовому каналі прикріплювався до навіски візка [2]. Пристрій складається із корпусу-напрячника 1 через який, спираючись на підшипникові вузли 2, проходить гряділь 3, до якого прикріплюється посівна секція 4. Переміщення гряділя в корпусі обмежується пружиною 5 і упором 6. Для візуального спостереження за переміщенням гряділя в горизонтальній площині встановлена стрілка 7, а до корпусу-напрячника прикріплена проградуйована у відповідності з жорсткістю пружини планка із шкалою 8. Для кріплення камери фотофіксації встановлена регульована штанга 9.

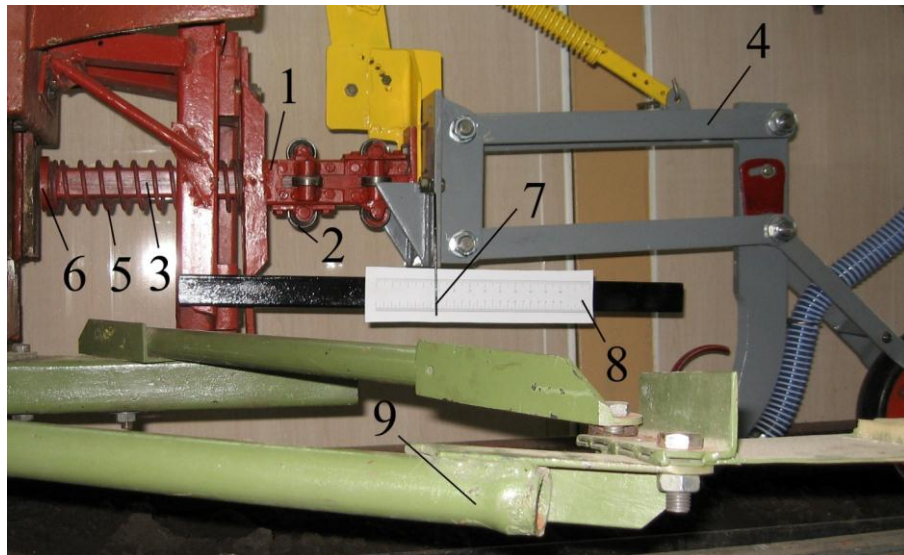


Рисунок 1 – Пристрій для реєстрації тягового зусилля посівної секції

Для порівняльної оцінки запропонованої конструкції сошника були проведені лабораторні порівняльні випробування з найбільш поширеними конструкціями сошників: дводисковим і анкерним. Апроксимація даних поліномом другого ступеню залежності тягового опору від глибини сівби (рис. 2) дозволила отримати наступні рівняння для сошників:

– експериментального $R_E = -118,35 + 12,96 \cdot h_c - 0,07 \cdot h_c^2$; (1)

– анкерного $R_A = -61,8 + 11,48 \cdot h_c - 0,05 \cdot h_c^2$; (2)

– дводискового $R_D = -21,8 + 10,9 \cdot h_c - 0,03 \cdot h_c^2$. (3)

Апроксимація даних поліномом другого ступеню залежності тягового опору від швидкості руху (рис. 3) дозволила отримати наступні рівняння для сошників:

– експериментального $R_E = 371,8 - 35 \cdot V_c + 30,5 \cdot V_c^2$; (4)

– анкерного $R_A = 467,4 - 149,9 \cdot V_c + 86,8 \cdot V_c^2$; (5)

– дводискового $R_D = 558,9 - 207,5 \cdot V_c + 121,5 \cdot V_c^2$. (6)

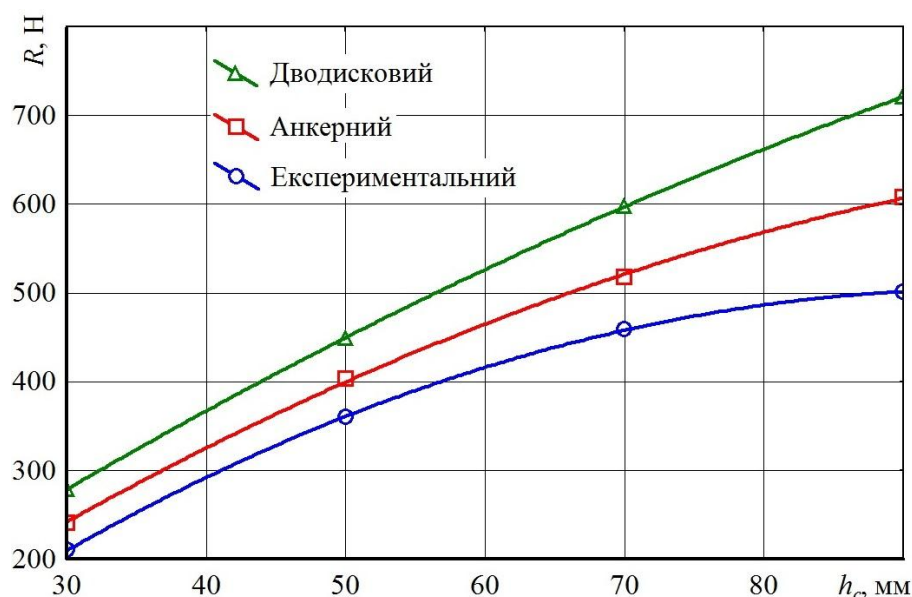


Рисунок 2 – Залежність зміни тягового опору сошників R від глибини сівби при швидкості руху $V=0,68$ м/с

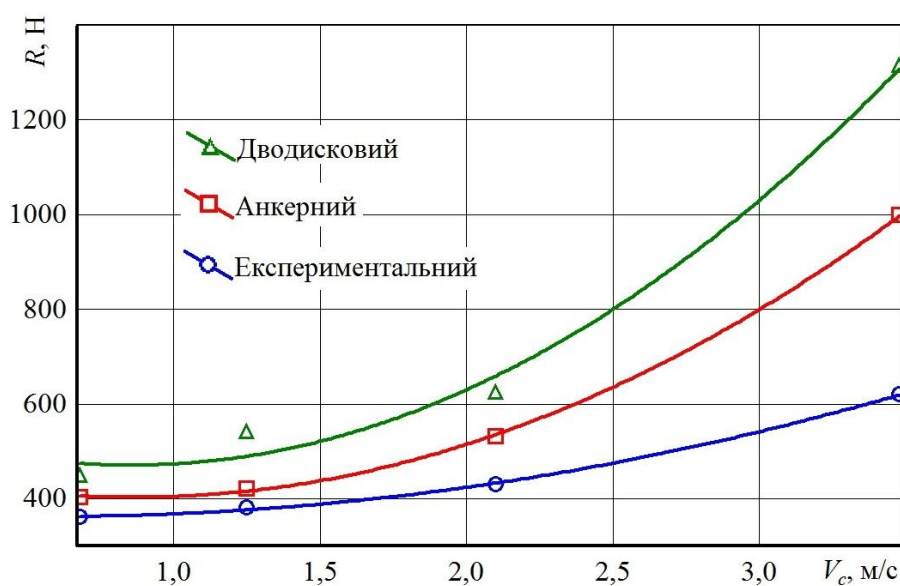


Рисунок 3 – Залежність зміни тягового опору сошників від швидкості руху при глибині сівби $h_c = 50$ мм

Експериментальні сошники порівняно з серійними за показниками тягового опору залежно від глибини сівби та швидкісного режиму мають переваги, відповідно з анкерними на - 14% і дводисковими на - 22%.

Список літератури

1. Пат. 63438 Україна, МПК A01C 7/20 (2006.01) Посівна секція сіялки прямого посіву / Сало В.М., Лузан П.Г., Шмат С.І., Лузан О.Р., Гончаров В.В.; заявник і патентовласник Кіровоград. нац. техн. ун-т.- № u2011 02758; заявл. 09.03.2011; опубл. 10.10.2011, Бюл. №19.
2. Пат. 79456 Україна, МПК A01B 59/00: A01B 63/00 (2013.01) Пристрій для визначення тягового опору робочих органів ґрунтообробних та посівних машин / Сало В.М., Лузан П.Г., Лісовий І.О., Лещенко С.М., Лузан О.Р.; заявник і патентовласник Кіровоград. нац. техн. ун-т.- № 2012 11570; заявл. 08.10.2012; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

Сучасні технології та технічні засоби для видалення гички цукрових буряків

М.М. Борис, канд. техн. наук

Подільський державний аграрно-технічний університет

В.М. Бабка, канд. техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Підвищення забрудненості вороху коренеплодів зеленою масою на 1% знижує вихід сахарози на 0,1%, а при зберіганні коренеплодів в кагатах із вмістом гички біля 4% щоденні втрати цукру в середньому складають 0,012%. Робочі органи для відокремлення гички задовільно виконують технологічний процес при швидкостях менших за робочі швидкості кореневикопувальних робочих органів. При вищих робочих швидкостях підвищення показників якості можливе, але при цьому значно збільшується енергомісткість процесу та втрати цукроносної маси.

Слід відмітити, що оцінка показників якості процесу відокремлення гички за європейським стандартом носить характер візуальної оцінки і тому неможливо оцінити масовий вміст гички у воросі коренеплодів після різних машин. Потужність приводу наводиться тільки для окремих машин. Останнім часом появились нові технічні рішення є зміни в технологічних схемах. Тому аналіз сучасних технологій і технічних засобів дозволить визначити перспективні конструкції та напрямки їх удосконалення.

Прослідкуємо основні тенденції розвитку робочих органів для видалення гички на прикладі сучасних бурякозбиральних комбайнів та гичковідокремлювальних модулів ведучих вітчизняних та закордонних виробників. Унаслідок аналізу встановлено, що на сучасному етапі при видаленні гички можуть проводитись наступні операції:

- зріз основної маси гички на коренеплоді, що росте;
- видалення основної маси гички ударними взаємодіями (дефоліація);
- подрібнення гички та розподілення її в рядках або міжряддях;
- транспортування гички у транспортний засіб або на зібране поле;
- часткове доподрібнення рослинних решток у міжряддях;
- дообрізання головок коренеплодів з рештками гички, що залишились після зрізу основної маси гички;
- очищення головок коренеплодів від залишків гички;
- видалення гички із зони рядків.

Аналізуючи наявні на сьогоднішній день технічні засоби для видалення гички, можна зробити висновок, що основна маса гички видаляється:

- безкопірним зрізом гички з копірним дообрізанням головок коренеплодів;

- копірним зрізом гички з очищенням головок коренеплодів від решток гички;
- ударною взаємодією.

Таким чином, на сучасному етапі розвитку гичковідокремлювальної техніки вирішуються проблеми продуктивності та якості процесу відокремлення гички шляхом збільшення кількості операцій, що є енерговитратним, матеріаломістким та високовартісним шляхом удосконалення технологічного процесу та робочих органів.

Необхідний пошук технічних рішень, які дозволять проводити тільки технологічно необхідні операції з підготовки коренеплодів до збирання.

Подальші дослідження необхідно проводити у напрямку створення робочого органа, який поєднає в собі добре копіювання головок очисниками і низьку енергомісткість зрізальних робочих органів.

УДК 631.362

Аналіз експериментальних досліджень транспортера–сепаратора зерноочисної машини

С.М. Мороз, *ст. викл., канд. техн. наук*

О.М. Васильковський, *доц., канд. техн. наук*

Кіровоградський національний технічний університет

Конкуренція на ринку сільськогосподарської техніки в сучасній Україні вимагає від заводів-виробників скорочення витрат часу на розробку нових та модернізацію існуючих машин. Залучення до співпраці науковців, зокрема, вищих навчальних закладів, дозволяє встановити пріоритетні напрямки вдосконалення конструкцій, виявити слабкі місця та отримати робочі органи, ефективність яких підтверджена експериментально, ще на стадії проектування.

З метою підвищення ефективності повітряно-решітного очищення зерна, на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету було розроблено зерноочисну машину загального призначення МЗП–10. Її конструкція складається з двох модулів – повітряно–решітного та завантажувально–транспортуючого. Повітряно–решітний модуль пройшов випробування в УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого.

До складу завантажувально–транспортуючого входять такі робочі органи, як шнекові живильники та завантажувальний транспортер-сепаратор. Для визначення впливу основних конструктивних та технологічних параметрів транспортера–сепаратора, які були визначенні під час теоретичних досліджень, на якісні показники, були розроблені програма експериментальних досліджень, методика їх проведення та виготовлена експериментальна установка.

Програмою експериментальних досліджень транспортера–сепаратора передбачалось:

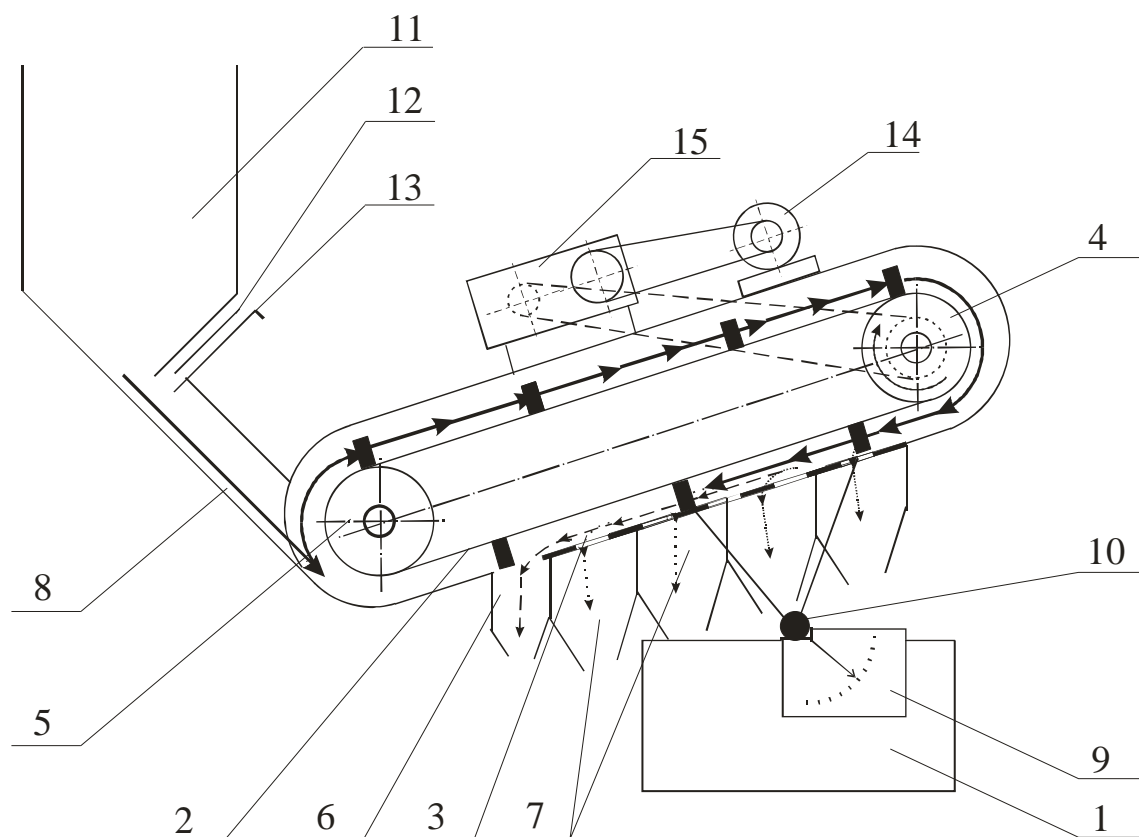
- дослідити вплив параметрів та режимів роботи сепаруючої частини робочого органу на його технологічну ефективність;
- встановити закономірностей просівання зерна крізь канали решета по його довжині в залежності від: величини питомого завантаження решета, вологості та засміченості оброблюваного матеріалу;
- визначити енергоємність процесу сепарації.

Схема експериментальної установки приведена на рис. 1.

В якості поверхні сепарації використовували решето з круглими поздовжніми перетинками круглого профілю діаметрами 1, 2, 3, 4, 5 та 6 мм.

В результаті проведення експериментальних досліджень визначено:

- залежності зміни просівання зерна крізь канали пруткового решета від параметрів та режимів роботи сепаруючої частини робочого органу;
- залежності виділення крупних домішок від параметрів та режимів роботи сепаруючої частини робочого органу;
- експлуатаційні показники роботи сепаратора.



- 1 – рама; 2 – ковшовий транспортер; 3 – решето; 4 – приводний барабан; 5 – натяжний барабан;
6 – приймальник сходової фракції; 7 – приймальники прохідної фракції; 8 – жолоб; 9 – кутомір; 10 – шарнір;
11 – бункер; 12 – регулююча заслінка; 13 – заслінка; 14 – електродвигун; 15 – механізм зміни передач

Рисунок 1 – Схема експериментальної установки

За результатами проведених експериментальних досліджень можна зробити наступні висновки.

1. Потрібна довжина решета транспортера–сепаратора збільшується при збільшенні швидкості подачі та кута нахилу. Області раціональних значень вказаних параметрів лежать в межах: швидкість подачі – 0,5...0,7 м/с; кут нахилу решета – 20...30°. Довжина решета, на якій відбувається просівання всього матеріалу для вказаних умов складає 0,4...0,6 м.

2. На процес сепарації зернового вороху на прутковому решеті, у визначених довірчих інтервалах, впливають: кут нахилу решета, вміст крупних домішок та питоме навантаження на решето. При чому збільшення будь якого з цих параметрів призводить до збільшення втрат зерна.

3. Зі збільшенням кута нахилу решета при сталому питомому навантаженні питома продуктивність решета зменшується. Навпаки, зі збільшенням питомого навантаження при незмінному куті нахилу решета вона збільшується.

4. Повнота виділення крупних домішок на сепаруючій поверхні транспортера–сепаратора збільшується зі зменшенням діаметра поперечного перерізу поздовжніх перетинків, кута нахилу решітної поверхні та питомого навантаження решета.

5. Крок між ковшами транспортера–сепаратора залежить від його продуктивності, кута нахилу решета та питомого навантаження.

6. Енергоємність сепарації вороху на прутковому решеті залежить від кута нахилу транспортеру α , швидкості транспортування матеріалу v та питомого навантаження q_{num} і за раціональних значень $v=0,5$ м/с; $q_{num}=1,3-6,9$ кг/(м×с), $\alpha=20-30^\circ$, становить 0,12–0,64 кВт.

УДК 631.331

Технічне рішення якісного загортання насіння в ґрунт

С.В. Мартиненко, інженер,

В.М. Сало, проф., д-р техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Ефективність виробництва продукції рослинництва в значній мірі залежить від якості виконання цілого ряду технологічних процесів – від обробки ґрунту до збирання врожаю, але на особливу увагу заслуговує сівба. Якісні показники виконання даного процесу – дотримання заданих норм висіву, рівномірність розподілу насіння по довжині рядка чи площі та рівномірність заробки насіння по глибині загортання. Від

останнього показника в значній мірі залежить не тільки дружність (одночасність) сходів, стійкість до вимерзання озимих, одночасність дозрівання та зручність збирання врожаю, а й реальна норма висіву.

Відомо, що рекомендовані норми висіву в різних ґрунтово-кліматичних зонах є завчасно свідомо завищеними на випадок втрати частини посівного матеріалу від занадто нерівномірного його загортання в ґрунт. Також є загально відомим те, що найнижчою якістю загортання насіння характеризуються саме найбільш поширені – дискові сошники.

Вирішенням даної задачі уже багато десятиріч займаються і науковці і виробники посівної техніки. Уже можна окреслити два основних напрями вирішення даної задачі.

Перший – це забезпечення утримання насіння, яке подається на дно борозни на заданому горизонті в результаті осипання ґрунту з її стінок [1]. В даному випадку обґрунтовується форма стінки борозни та елементів конструкції сошника, які приймають участь у її формуванні з метою присипання насіння вологим ґрунтом в момент його контакту з дном борозни. При цьому головною умовою є те, що насіння до засипання ґрунтом не повинно перерозподілятися – переміщуватися ні в горизонтальній ні в вертикальній площині.

Другий напрям передбачає вирішення даної задачі шляхом введення в конструкцію сошників додаткових елементів, задача яких полягає у примусовому утриманні насіння в притиснутому до дна борозни стані до засипання вологим ґрунтом із стінок сформованої борозни [2]. Такими конструктивними елементами можуть обладнуватися сошники для рядової сівби незалежно від їх конструктивних особливостей.

На особливий інтерес заслуговують ті конструкції сошників, які використовуються для прямої сівби зернових культур та овочевих культур по якісно підготовленому ґрунту. Це пояснюється тим, що в першому випадку процес сівби відбувається в дуже несприятливих для забезпечення якісних показників умовах, а в другому випадку до цього спонукає агротехнічно обґрунтована на основі біологічних особливостей культур мала глибина загортання насіння. Саме в таких умовах найбільш складно розмістити посівний матеріал на задану глибину.

Як приклад використання подібних конструктивних елементів (які в нашому випадку отримали назву утримуючих п'яток) може бути полозковий сошник для сівби по попередньо підготовленому полю [3] (рис. 1). Задача даної п'ятки полягає не тільки в утриманні насіння на заданій глибині, а й примусове засипання його нижніми вологими агрегатами ґрунту.

Для різних конструкцій рядкових сошників, обладнаних даним елементом, важливим є не тільки їх взаємне розташування h , а і ряд інших конструктивних параметрів: L – загальна довжина п'ятки; L_1 – довжина її горизонтальної частини; α – кут нахилу до горизонтальної площини; b – ширина та ін.

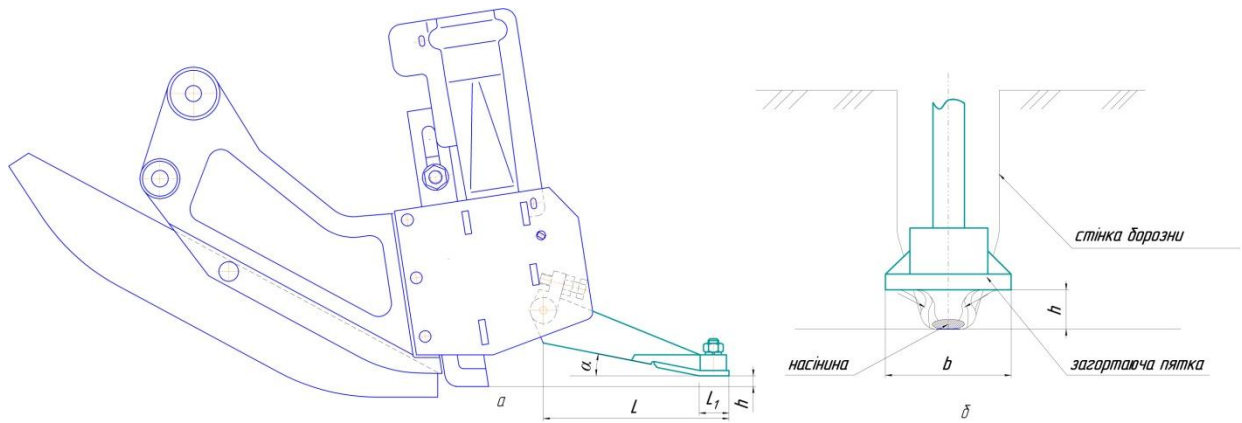


Рисунок 1 – Загальний вигляд сошника з утримуючою п'яткою *a* та схема її дії *б*

Безумовно, що всі ці параметри значною мірою залежать від фізико-механічних та технологічних властивостей ґрунтів, при контакті з якими протікає технологічний процес. За результатами попередніх теоретичних досліджень встановлено орієнтовні значення кута п'ятки до горизонтальної площини $\alpha \approx 15^\circ$ та загальної довжини $L = 120$ мм. Проведені часткові і порівняльні дослідження роботи полозкового сошника, обладнаного утримуючою п'яткою, з серійним дисковим сошником (рис.2) свідчать про підвищення рівномірності загортання насіння пшениці експериментальним сошником на 6...9%.

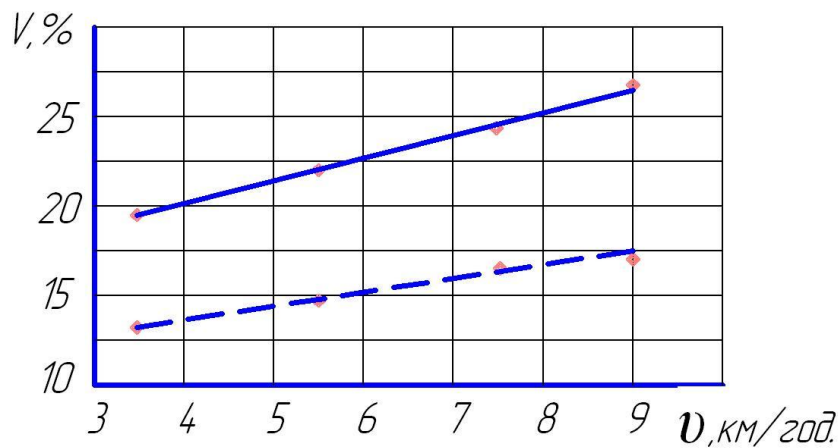


Рис.2. Залежність рівномірності загортання насіння від робочої швидкості сіялки: - - - для полозкового та _____ дискового сошників

В зв'язку з цим подальшою задачею досліджень є обґрунтування решти раціональних конструктивних параметрів утримуючої п'ятки при яких вона може бути успішно використана в різних конструкціях сошників.

Список літератури

1. Писарев О.С. Обоснование параметров и разработка комбинированного сошника сеялок для прямого посева зерновых культур: дис... канд. техн. наук: 05.20.01/ Писарев Олег Сергеевич.- м.,2006. – 138с.
2. Сошник: А. с. 1014499 СССР, МКИ А01С 7/20 / Н.И. Любушко, В.М. Гусев, С.И. Шмат [и др.] (СССР). – №3340007/30–15; заявл. 17.08.81; опубл. 30.04.83, Бюл. № 16.

3. Пат.57787 Україна, А01С7/20. Полозковий сошник / Сисолін П.В. Сало В.М., Ляшенко А.С., Бойченко С.Ф., Мартиненко С. В.; заявник і патентотримач Кіровоградський національний технічний університет. – №99126642; заявл. 07.12.1999; опубл. 15.07.2003, Бюл. №7.

УДК 631.362.3

Огляд способів повітряного очищення зерна та напрямки його інтенсифікації

*Д.С. Куліш, маг. гр. ПМ 13М,
С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет*

Повітряна сепарація є одним із основних методів розділення зернової суміші і являється важливою складовою частиною технології очистки і сортування зерна. Вона дозволяє відокремити більше 50% домішок з оброблюваного матеріалу і суттєво зменшити його вологість. Для її здійснення використовують наступні повітряні системи:

- за напрямком повітряного потоку – з вертикальним і похилим (або горизонтальним) повітряним потоком;
- за способом потрапляння повітря в канали – зі всмоктувальним, нагнітальним і всмоктувально-нагнітальним повітряним потоком;
- за кількістю сепаруючих каналів – з одним і кількома каналами;
- за способом циркуляції повітря – з розімкненим і замкнутим циклом повітря.

Дослідженнями багатьох авторів [1, 2, 3] встановлено, що до основних факторів, які впливають на ефективність пневмосепарації відносяться:

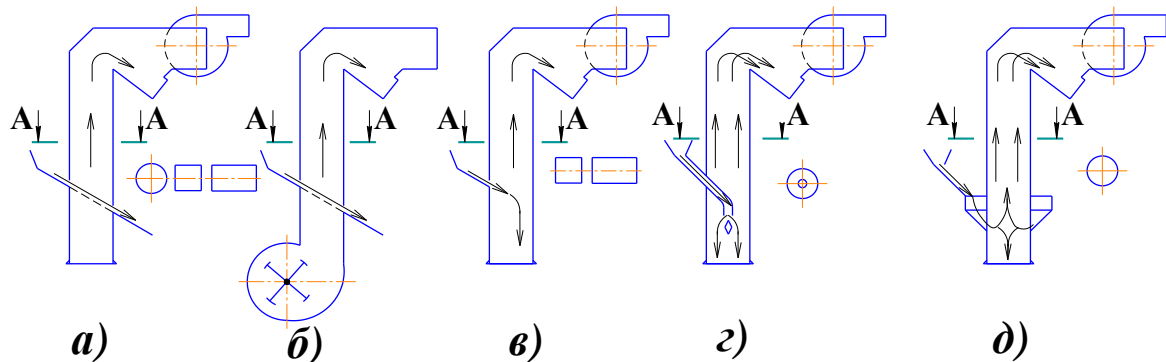
- аеродинамічні властивості компонентів зернової суміші;
- питоме навантаження на канал і умови введення зернового матеріалу;
- кількісні і якісні характеристики зернового та повітряного потоків;
- форма поперечного перерізу, конструкція, і геометричні параметри каналів.

Повітряна сепарація зернової суміші в вертикальних та похилих (горизонтальних) пневмосепаруючих каналах (ПСК) має свої особливості. При цьому, найбільш суттєвою різницею цих двох способів є те, що вертикальний канал може розділяти зерновий матеріал лише на дві фракції – важку і легку (за способом зважування), в той час як похилий може розділяти матеріал на кілька фракцій – за способом відхилення. Кожний з них має як свої переваги, так і деякі недоліки.

Ефективність роботи ПСК залежить як від їх конструкції, форми поперечного перерізу, так і від співвідношення деяких конструктивних розмірів, способу завантаження, режиму роботи та ін. Досить важко виділити і віддати перевагу якомусь

конкретному типу ПСК, оскільки кожен має свої переваги і недоліки. Дослідники цього питання З.Л. Тіц [3], А.Я. Маліс та А.Р. Демидов [4] вважають, що в каналах з прямокутною формою поперечного перерізу (рис. 1 а), б), в)) найскладніше досягти високого ефекту очистки. В таких каналах важко рівномірно розподілити зерно по глибині, особливо в машинах з великою продуктивністю. В кутах прямокутних каналів створюються застійні зони і матеріал тут не очищається. В роботах цих авторів акцентується увага на суттєвий недолік каналів циліндричної форми перерізу (рис. 1 а)), в яких зерно, переміщуючись по похилій сітці, проходить різні шляхи: максимальний – в центральній частині каналу, а мінімальні – по краях, а отже і час, відведений на сепарацію частин, різний. Протилежної точки зору А.Я. Маліс та З.Л. Тіц мають стосовно каналів кільцевої форми (рис. 1 г), на їх думку, в таких каналах можна порівняно легкими способами досягнути рівномірного розподілу зерна і вирівняного поля швидкостей повітряного потоку, хоча при цьому виникають ускладнення з завантажувальними пристроями, які створюють перешкоду повітряному потоку.

Таким чином, форма ПСК безпосередньо впливає на ефективність його роботи. Найбільшого розповсюдження в сучасних зерноочисних машинах знайшли вертикальні повітряні канали з прямокутною формою поперечного перерізу, які незважаючи на відомі недоліки, мають простоту конструкцію, легко виготовляються та зручні у компонуванні з решітними робочими органами. Крім цього, за результатами ряду досліджень [1, 2] встановлено, що в таких каналах досягається задовільний ефект сепарації при нижчих енерговитратах в порівнянні з іншими ПСК. Це підтверджує необхідність їх подальших досліджень і вдосконалення конструкції з метою підвищення загальної технологічної ефективності.



а) і б) – круглий, квадратний і прямокутний переріз; в) – квадратний і прямокутний переріз;
г) – кільцевий переріз; д) – круглий переріз

Рисунок 1 – Схеми ПСК з різними формами перерізу і різними способами введення матеріалу

Рівномірність поля швидкостей повітряного потоку по площі перерізу каналу впливає не лише на ефект очистки, а й на чіткість сепарації (виніс повноцінного зерна у відходи). Навіть при забезпеченні максимальної рівномірності повітряного потоку на вході в ПСК, в його робочій зоні, під впливом зернового матеріалу

відбувається перерозподіл швидкості по площі поперечного перерізу. Так, в зоні введення матеріалу, внаслідок збільшення опору повітряному потоку відбувається зменшення швидкості, а в центральній частині ПСК відповідне збільшення. Аналогічна картина зі зниженням швидкостей повітряного потоку спостерігається і в зоні виведення матеріалу. Підвищення питомого зернового навантаження призводить до збільшення впливу цього фактору, що суттєво погіршує умови сепарації зерна і якість його очищення зі збільшенням продуктивності.

Таким чином, на перерозподіл швидкостей в ПСК впливають умови введення і виведення оброблюваного матеріалу, які характеризуються початковою швидкістю, кутом подачі матеріалу, його інтенсивністю та рівномірністю подачі. В існуючих машинах використовується як пасивне введення матеріалу в канал (самоплином) (може здійснюватись як по скатній дошці, так і по сітці, що похило встановлена безпосередньо в каналі), та введення матеріалу в ПСК за допомогою активних пристроїв, таких як вібротки, живильні рифлені вальці, розкидуючі диски та ін. Отже вдосконалення існуючих схем введення зернового матеріалу в ПСК дозволить суттєво інтенсифікувати процес та знизити енерговитрати на створення повітряного потоку.

Список літератури

1. Бурков А.И. Зерноочистительные машины. Конструкция, исследование, расчет и испытание / А.И. Бурков, Н.П. Сычугов – Киров: изд-во НИИСХ Северо-Восток, 2000. – 258 с.
2. Інтенсифікація процесу повітряної сепарації зерна / М.І. Васильковський, О.М. Васильковський, С.М. Лещенко, [та ін.] // Збірник наукових праць Таврійської державної агротехнічної академії. Сучасні проблеми землеробської механіки. – Мелітополь, 2006. – Вип. 39 – С. 161–165.
3. Машины для послеуборочной поточной обработки семян. Теория и расчет машин, технология и автоматизация процессов. / [Под ред. Тица З.Л.] – М.: Машиностроение, 1967. – 446 с.
4. Малис А.Я. Машины для очистки зерна воздушным потоком / А.Я. Малис, А.Р. Демидов. – М.: Машгиз, 1962. – 175 с.

УДК 631.356

Удосконалення різального апарата приставки кукурудзозбиральної КМД-6

О. Сичов, студент групи ПМ 13-1М,
О. Васильковський, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Виробництво кукурудзи в Україні займає важливе місце серед інших зернових і технічних культур. Зерно кукурудзи, багате на поживні речовини, використовується для виробництва круп та є цінним кормом в раціоні птиці, свиней та великої рогатої

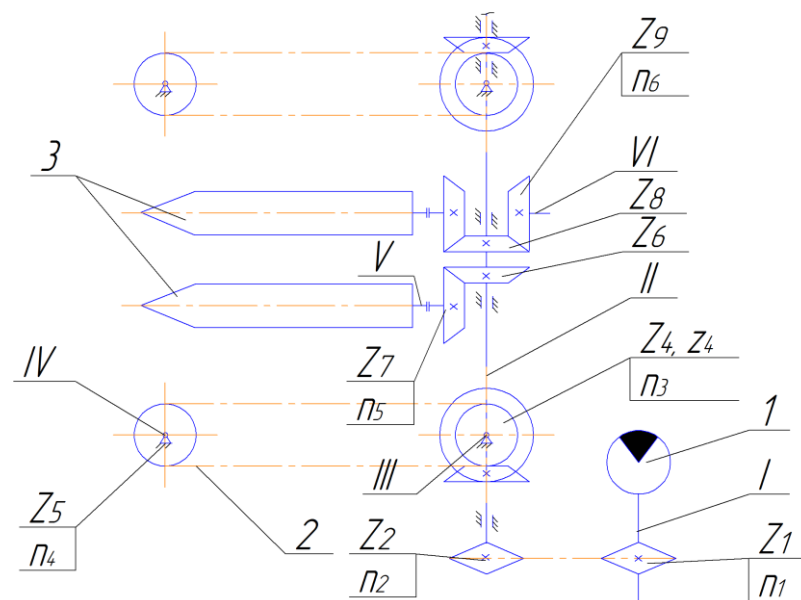
худоби. Стебла кукурудзи також використовуються на підприємствах тваринницької галузі для приготування силосу.

Важливою технологічною операцією у виробництві кукурудзи є збирання, яке полягає у відокремленні, обмолоті або очищенні качанів та зрізанні і подрібненні стебел. Сучасні кукурудзозбиральні комбайни комплектуються активними роторними різальними апаратами, які мають просту, надійну конструкцію, працездатну, навіть, при затупленні лез та простий привід. Однак, основним недоліком роторних апаратів є те, що під час роботи, ножі створюють потік повітря, насичений пилом, що піднімається з поверхні поля. Запилене повітря забруднює скошену масу, призводить до підвищеного абразивного зносу робочих органів, які з нею контактують. Крім того, серед недоліків цих апаратів ще є підвищена енергоємність процесу різання стебел, особливо, при затупленні лез ножів.

Аналіз сучасних різальних апаратів дозволив зазначити, що дискові робочі органи позбавлені вказаних недоліків. Дискові різальні апарати мають більш обтічну форму, працюють на менших швидкостях і можуть загострюватись без зняття.

Основним недоліком, що стримує широке застосування дискових різальних апаратів у конструкціях кукурудзозбиральних машин – складність їх приводу, оскільки привід одночасно всіх дисків призводить до зниження коефіцієнту корисної дії передачі.

З метою уникнення цього недоліку, на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету запропоновано здійснювати привід дискових ножів від ведучого валу редуктора русел (рис. 1).



1- гідронасос; 2- подавальні ланцюги; 3 – протягувальні вальці; I- ведучий вал; II – вал роздатки; III- вал приводу ланцюгів; IV- вал різального апарату; V – вал веденої зірочки; VI- вал протягувальних вальців.

Рисунок 1 – Кінематична схема приводу русла, оснащеного дисковим різальним апаратом

Таким чином можна зазначити наступне. Застосування дискових різальних апаратів замість роторних дозволить зменшити енергоємність процесу зрізання стебел, знизити запиленість зрізаної маси та скоротити час на технічне обслуговування машини. Використання удосконаленого механізму приводу різальних апаратів (рис. 1) органічно вписується до конструкції русел і не вимагає суттєвих змін до процесу виготовлення основних комплектуючих одиниць русел, а значить, може бути впровадженим у виробництво.

УДК 631.365.22

Техніко-економічне обґрунтування сушарки насіння льону олійного

А.А. Ящук, інженер

Р.В. Кірчук, доц., канд. техн. наук

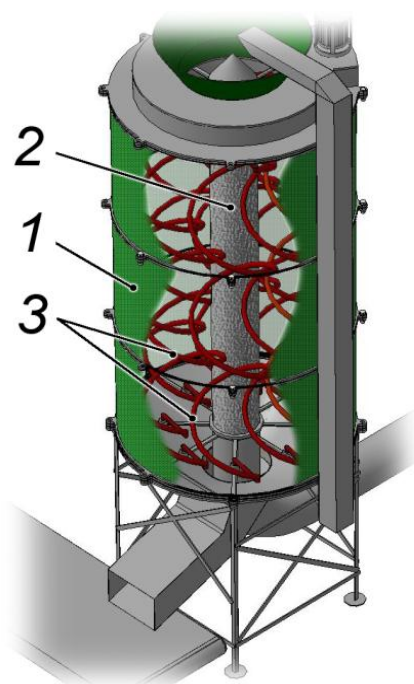
Луцький національний технічний університет

Вступ. У випадку, коли вологість насіння льону олійного перевищує кондиційну, що є причиною втрати якості під час зберігання, виникає необхідність його сушіння. Зважаючи на властивості насіння льону олійного, процес його сушіння пов'язаний з деякими складностями. Зокрема сушіння в нерухомому шарі насіння льону є неефективним. Це пов'язано з формою насіння і його дрібними розмірами, що створюють значний опір повітряному потоку. Насіння льону олійного після збирання врожаю має високий ступінь забруднення, крупні домішки у випадку потрапляння в сушарку негативно впливають на технологічний процес, сприяють утворенню застійних зон і перегрівання матеріалу, а невеликі розміри насіння роблять його дуже чутливим до високих температур.

Постановка проблеми. З врахуванням особливостей насіння льону олійного як об'єкта сушіння, а також зважаючи на недоліки існуючих типів сушарок, що застосовуються для сушіння цього матеріалу, була запропонована конструкція сушарки [1], сушильна камера якої зображена на рис. 1.

Сушарка працює наступним чином. Матеріал подається в сушильну камеру через завантажувальний пристрій у верхній частині сушарки, вентилятором нагнітається атмосферне повітря і за допомогою теплогенератора нагрівається до потрібної температури. Після цього сформований сушильний агент подається у перфоровану колону 2, розміщену в центрі циліндричної сушильної камери, звідки потрапляє в сушильну камеру і проходить крізь матеріал, що перебуває в сушильній камері, за всією її висотою, забирає в нього надлишкову вологу і відводиться з

сушильної камери через перфоровану стінку 1. В сушильній камері встановлені робочі органи 3, виконані у формі профіля, закрученого за циліндричною гвинтовою лінією. В результаті обертання робочих органів 3 в напрямку, що забезпечує переміщення їх витків догори, матеріал, що перебуває в сушильній камері переміщується. Під дією гравітації і в результаті постійного перемішування матеріал поступово переміщується донизу, одночасно досягаючи кондиційної вологості. Після цього матеріал вивантажується за допомогою вивантажувального пристрою. Конструкція робочих органів для перемішування матеріалу забезпечує низький рівень пошкодження насіння, а їх розміщення в сушильній камері – рівномірне перемішування матеріалу. При цьому інтенсифікується процес виділення вологи, забезпечується висока енергоефективність і продуктивність сушіння.



1 – зовнішня перфорована стінка сушильної камери; 2 – перфорована колона сушильної камери для подачі сушильного агента; 3 – спіральні активатори для розпушування і перемішування матеріалу

Рисунок 1 – Сушильна камера сушарки насіння льону олійного

Виникає необхідність обґрунтування ефективності і доцільності впровадження нової конструкції сушарки.

Розв’язання проблеми. На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень та аналізу роботи сушарки [2,3,4] у табл.1. представлені значення раціональних параметрів сушарки насіння льону олійного і її технічні характеристики.

Таблиця 1 – Рекомендовані параметри та технічна характеристика сушарки насіння льону олійного

Параметри сушарки		Позначення	Величина
Зовнішній діаметр сушильної камери		D_1	1,2 м
Внутрішній діаметр сушильної камери		D_2	0,2 м
Висота сушильної камери		H	1,5 м.
Частота обертання активних робочих органів		n	6 хв.^{-1}
Кількість активних робочих органів		$n_{p.o.}$	6
Крок спіралі активного робочого органа		k	$0,4 \text{ м}^2$
Діаметр спіралі активного робочого органа		d_c	0,3 м
Продуктивність сушарки насіння льону олійного при зниженні від. вологості від 14 до 9 %		P_c	0,89 т/год
Питома витрата	рідкого палива	b	2,77 кг/т с. м.
	електроенергії на нагрівання повітря	N_e	27,16 кВт/ т с. м.
Питома витрата електроенергії (на роботу електродвигунів)		b_e	0,62 кВт
Питоме споживання електроенергії на привід вентилятора і активних робочих органів		N_{Π}	0,7 кВт/т с. м.

Економічна ефективність сушарки насіння льону олійного визначалась у порівнянні з барабанною сушаркою СБ-0,5, яку прийнято за базову. Розрахунок економічної ефективності проводився згідно з відомою методикою [5]. Результати представлені в табл.2.

Для перевірки якості роботи запропонованої сушарки було виготовлено її дослідний зразок і проведено випробування.

В результаті перевірки роботи сушарки встановлено, що обґрунтовані теоретично і експериментально геометричні параметри сушарки, а також прийняті режимні параметри сушіння забезпечують ефективне перемішування і розпушування матеріалу в сушильній камері, переміщення матеріалу в сушильній камері та його вивантаження без утворення застійних зон. Сушіння на сушарці даного типу забезпечує рівномірне просушування матеріалу. При сушінні від початкової вологості матеріалу 14% і температурі сушильного агента на вході в сушильну камеру 45°C , частоті обертання активних робочих органів 6 хв^{-1} з кроком їх спіралі 0,4 м, діаметром

спіралі 0,3 м і міжосьовою відстанню між двома сусідніми робочими органами 0,5 м відбувалось зниження вологості до 9%.

Таблиця 2 – Показники економічної ефективності

Показник	Одиниця виміру	Машина		Різниця (\pm)
		Базова	Нова	
Продуктивність сушарки	кг/год.	500	880	+380
Річна економія затрат праці при застосуванні нової сушарки	люд.-год.	-	236,3	-
Собівартість сушіння	грн./кг	0,094	0,046	-0,048
Річна економія грошових засобів на експлуатаційних витратах при застосуванні нової сушарки	грн.	-	12289	-
Питомі капіталовкладення в сфері експлуатації сушарки	грн./кг	0,064	0,046	0,018
Термін окупності	роки	-	2,388	-



Рисунок 2 – Сушарка насіння льону олійного

Висновок. Запропоновано нову конструкцію сушарки насіння льону олійного. Встановлені значення раціональних параметрів сушарки і її технічні характеристики. Отримані результати розрахунку економічної ефективності нової сушарки вказують на доцільність її використання і річну економію грошових засобів на експлуатаційних витратах 12289 грн. Результати господарсько-лабораторних досліджень сушіння насіння льону олійного в запропонованій сушарці підтверджують ефективність і доцільність використання даної сушарки.

Список літератури

1. Пат. № 69227 Україна, МПК (2006) F26 B17/12, F26 B17/18. Сушарка для сипких матеріалів / Ящук А.А., Кірчук Р.В., Дідух В.Ф. заявник і власник патенту Луцький національний технічний університет.; заявл. 26.09.2011.; опубл. 25.04.2012, бюл. № 8
2. Ящук А.А. Дослідження процесу сушіння насіння льону олійного з розробкою конструкції сушарки / А.А. Ящук, Р.В. Кірчук, О.В. Голій // Вісник харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Технічні науки «Механізація сільськогосподарського виробництва» . — 2011. — Т.1. № 107. — С. 250—258.
3. Ящук А.А. Розрахунок продуктивності та обґрунтування енергозатрат сушарки для сипких матеріалів зі спіралеподібними робочими органами / А.А. Ящук, Р.В. Кірчук, О.В. Голій // Сільськогосподарські машини. Зб. Наук. ст. – Т.ІІ, Вип. 21 – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2011 – С. 272 – 278.
4. Ящук А.А. Обґрунтування параметрів спіралеподібних робочих органів сушарки для насіння льону олійного / А.А. Ящук, Р.В. Кірчук // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету [Текст] : серія: Технічні науки. – Вінниця : Видавничий центр ВНАУ, 2012. – Вип. 10 Т.2. (59), – С. 96 – 101.
5. Шведик М. С., Методика розрахунку економічного ефекту конструкторської розробки дипломного проекту. Методичні вказівки до обґрунтування економічної частини дипломного проекту для студентів спеціальності 7.090215 “Машини і обладнання сільськогосподарського виробництва” машинобудівного факультету денної і заочної форм навчання. / М. С. Шведик, В. І. Ткачик – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2006. – 40 с.

УДК 631.312

Пошук конструкції чизельних лап

А.О. Чорнуха, *маг. гр. ПМ ІЗМ,*

С.М. Лещенко, *доц., канд. техн. наук*

Кіровоградський національний технічний університет

Одним із напрямків ресурсозберігаючих технологій основного обробітку ґрунту є використання чизельних плугів та культиваторів, оскільки використання таких машин дозволяє не лише знизити енерговитрати основного обробітку, а й боротися із переущільненням ґрунтів.

Під час механічного обробітку ґрунту відбувається взаємодія його структурних елементів із робочими органами ґрунтообробних машин і знарядь, при якій спостерігається руйнування біологічно цінних агрегатів ґрунту, що призводить як до втрати родючості так і до переущільнення орного горизонту. Подібна ситуація із ущільненням поверхневого шару ґрунту спостерігається і в наслідок дії на нього рушіїв тракторів, сільськогосподарських машин і знарядь. Причому, чим більшою є вага машин, що виконують операції на полях, і меншою площа контакту рушія із ґрунтом тим ступінь ущільнення є більшим. Зважаючи на засилля важкої закордонної техніки, багаторічну технологію традиційного відвального обробітку на староорних ґрунтах,

що призвела до створення ще й ущільненої підорної підшви та недотримання науково обґрунтованих сівооборотів ущільнення з року в рік зростає.

Вказані тенденції призводять до втрати можливості саморозущільнення ґрунту, яка спостерігається при щільності складання на чорноземних ґрунтах в межах $1,3 \dots 1,4 \text{ г/см}^3$, при оптимальній щільності $1,1 \dots 1,3 \text{ г/см}^3$. Як засвідчують багаточисельні дослідження густина складання ґрунту за останні 10-15 років збільшилася в $2 \dots 4$ рази, що призвело до втрати врожайності основних сільськогосподарських культур на $25 \dots 50\%$. В результаті ущільнення ґрунту активізуються ерозійні процеси та випаровування ґрунтової вологи, що робить стабільність отримання врожаю надто залежним від кліматичних умов. Під час швидкої втрати вологи із ущільненого ґрунту чиста вода випаровується, а розчинені в ній солі залишаються у верхньому родючому шарі, а тому, чим ближчою до поверхні є ґрунтова вода, тим швидше волога піднімається до верхніх горизонтів і тим більше в них накопичується солі. Для того, щоб уникнути останнього явища необхідно підтримувати верхні шари ґрунту в розрихленому стані, при цьому ґрунтові води не зможуть підтягуватися догори, так як капіляри будуть зруйновані, а зменшена щільність нижніх горизонтів дозволить глибоко проникати кореневій системі рослин і отримувати воду з глибини навіть в засушливий період.

З метою усунення наведених негативних проявів і застосовують ресурсозберігаючі технології на основі чизельного обробітку ґрунту. На даний час широкого застосування набули вітчизняні чизелі, такі як ПЧ-25; ПЧ-4,5; ГРП-2,3; РЧН-4,5; ПЧН-3 та ін., та закордонні машини 2410 «John Deere» (ПЧ690/20...ПЧ1050/32 «ВИБРОМАКС»), «Kret-3B», «Kret-5B», «Heliplow-64204», «Heliplow-64206», «Cenius», «ARTIGLIO» (AMAZONE), «Terra LIFT» (VOGEL&NOOT), «КОМПАКТ-ФЛЕКС» 400/18 та інші. Робочі органи перелічених машин не повністю відповідають агротехнічним вимогам. Тому, для вирішення екологічних (секвестрація ґрунтового водню) і енергетичних проблем, пов'язаних із якістю обробітку ґрунту, необхідно розробити конструкцію чизельної лапи, яка б задовольняла всі умови та провести диференціацію чизельних робочих органів в залежності від ґрунтових умов.

Основними робочими органами машин і знарядь для чизелювання є стійка і вузька розпушувальна лапа (для покращення повноти рихлення на стійку встановлюють змінні стрільчасті лапи або закрилки), від глибини роботи та густини розміщення яких змінюється не лише якість обробітку, а й енергоємність процесу. В залежності від глибини чизелювання розрізняють: чизель-культиватори (глибина рихлення 16-25 см), чизель-плуги (глибина рихлення до 40-45 см), чизель-глибокорозпушувачі (до 60 см).

Вирішуючи питання силових характеристик робочих органів для глибокого рихлення ґрунту та їх конструктивних особливостей І.В. Сучков запропонував 10 варіантів експериментальних робочих органів (Рис. 1). У 8 варіантів ширина долота $b = 120 \text{ мм}$, у двох інших – $b = 80$ і 100 мм , довжина доліт – 320 мм , кути кришення – від

25 до 30°. У варіанті 6 передбачено два ярусно розміщених долота, виконаних по логарифмічній спіралі. Товщина стояків – 30 мм. Глибина обробки до 60 см. При швидкості руху 0,42...0,56 м/с.

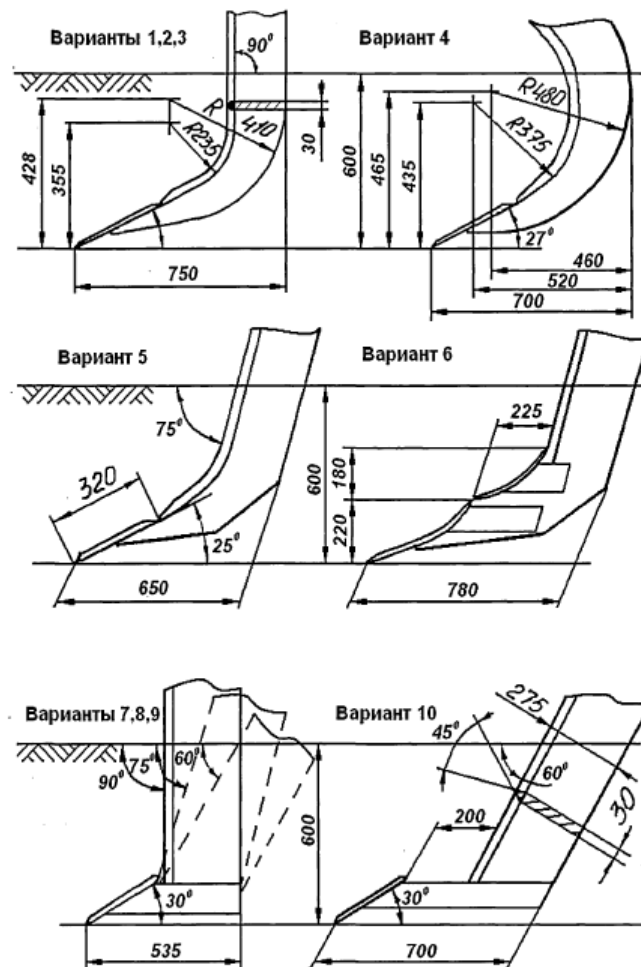


Рисунок 1 – Чизельні ґрунтообробні робочі органи для глибокого рихлення із різними варіантами стійок і шириною долота b : 1 – $b=80$ мм; 2 – $b=100$ мм; 3...10 – $b=120$ мм

Експериментальні дослідження показали, що із збільшенням ширини долота b від 80 до 120 мм горизонтальна R_x і вертикальна R_z складові сил, що діють на долото, збільшуються в середньому відповідно на 3,5 і 1,2 кН. Найкращі показники були досягнуті у варіанті 6 (з двойним долотом), при цьому площа рихлення збільшується на 20%. В подальшому необхідно визначити вплив конструктивних параметрів чизельних лап на ґрунт в залежності від його фізико-механічного стану.

Список літератури

1. Руденко Н.Е. Механизация обработки почвы: Учебное пособие. / Руденко Н. Е. – Ставрополь : Изд-во СтГАУ «АГРУС». – 2005. – 112 с.
2. Бледных В.В. Устройство, расчет и проектирование почвообрабатывающих орудий: Учебное пособие / Бледных В.В. – ЧГАА, Челябинск – 2010. – 214 с.

Теорія взаємодії гнучкої очисної лопаті з головою коренеплоду

О.М. Черниш, канд. техн. наук
Національний університет біоресурсів і природокористування

Однією із найважливіших культур у сільськогосподарському виробництві України є цукрові буряки. Проте рівень механізації виробництва цієї культури на даний час ще не відповідає агротехнічним вимогам. Якість вороху коренеплодів за показниками втрат цукроносної маси забрудненням гичкою незадовільна. Особливі труднощі виникають при доочищенні головок коренеплодів. Очисники головок коренеплодів при збільшенні робочої швидкості допускають сильні пошкодження головок коренеплодів, які перевищують агротехнічні вимоги.

Для вирішення питання підвищення якості процесу відокремлення гички необхідно дослідити взаємодію очисника з головою коренеплоду та обґрунтувати значення його конструктивних параметрів і режимів роботи. Тому, побудова математичної моделі взаємодії гнучкої очисної лопаті з головою коренеплоду є актуальним науковим завданням.

В розглянута теорія лопатевого очисника головок коренеплодів буряків з горизонтальною віссю обертання і наведені основні аналітичні залежності, що описують удар очисної лопаті по головці коренеплоду.

Наступним етапом дослідження є складання диференціальних рівнянь руху точки контакту бича по головці коренеплоду в процесі зчісування з останній залишків гички вважаючи, що цей процес буде відбуватися у поздовжньо-вертикальній площині, тобто, коли площина обертання бичів розташована вздовж рядка.

Завданням даного дослідження є аналітичне визначення залежностей показників якості процесу доочищення від конструктивних параметрів лопатевого очисника головок коренеплодів.

Зобразимо силову взаємодію бича з головою коренеплоду при виконанні основного процесу зчісування залишків, тобто при русі бича по поверхні головки коренеплоду. Для більш точного дослідження руху бича по головці коренеплоду необхідно скласти диференціальні рівняння руху точки по головці коренеплоду, оскільки при такому дослідженні враховуються сили, що викликають такий рух. Після врахування нами всіх особливостей руху та врахування всіх складових силової взаємодії, отримані диференціальні рівняння руху точки контакту по головці коренеплоду в векторній формі в наступному вигляді:

$$m\bar{a} = \bar{F}_e + \bar{G} + \bar{N} + \bar{F}_{mp.} + \bar{Q}, \quad (1)$$

де \bar{a} – абсолютне прискорення руху точки; m – маса бича; \bar{F}_e – відцентрова сила інерції; \bar{G} – сила ваги бича; \bar{N} – нормальна реакція; $\bar{F}_{mp.}$ – сила тертя; \bar{Q} – сила зчісування залишків гички з поверхні головки коренеплоду.

Оскільки в даному випадку маємо плоску систему сил, що розташована в площині yOz , то диференціальне рівняння руху (1) зводиться до системи двох диференціальних рівнянь другого порядку наступного вигляду

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= F_{ey} + G_y + N_y + F_{mp.y} + Q_y, \\ m\ddot{z} &= F_{ez} + G_z + N_z + F_{mp.z} + Q_z, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де $F_{ey}, G_y, N_y, F_{mp.y}, Q_y$ – проекції векторів сил $\bar{F}_e, \bar{G}, \bar{N}, \bar{F}_{mp.}, \bar{Q}$ на вісь Oy відповідно; $F_{ez}, G_z, N_z, F_{mp.z}, Q_z$ – проекції векторів згаданих сил на вісь Oz відповідно.

Після визначення невідомих складових взаємодії та проведення серії математичних викладок нами отриманий розв’язок системи диференціальних рівнянь (2) в наступному вигляді:

$$\begin{aligned} m\ddot{y} &= -m\omega^2 \rho \cdot \sin \alpha + \left(\frac{y}{R} - \frac{f \cdot \dot{y} \sqrt{R^2 - y^2}}{\sqrt{(R^2 - y^2)\dot{y}^2 + (y\dot{y})^2}} \right) \times \\ &\times \left\{ m\omega^2 \rho \left(y \cdot \sin \alpha + \sqrt{R^2 - y^2} \cdot \cos \alpha \right) + mg \sqrt{R^2 - y^2} - \right. \\ &\left. - \frac{m \left[(R^2 - y^2) \dot{y}^2 + (y\dot{y})^2 \right]}{R^2 - y^2} \right\} \frac{1}{R} + Q \cdot \frac{\dot{y} \sqrt{R^2 - y^2}}{\sqrt{(R^2 - y^2)\dot{y}^2 + (y\dot{y})^2}}. \end{aligned} \quad (3)$$

Таким чином, отримано диференціальне рівняння другого порядку (3), в якому невідома лише одна функція y , тобто отримано диференціальне рівняння в так званій нормальній формі, коли вища похідна виражається через нижчі похідні і шукану функцію.

Невідому силу Q , що входить в рівняння (3), потрібно знаходити з умов деформації згину бича.

Тому для розв’язування даного рівняння потрібно спочатку знайти силу Q , або виразити її через відомі величини.

Оскільки рівняння (3) є нелінійним, то його можна розв’язати лише чисельними

методами на персональному комп'ютері при заданих початкових умовах, що буде предметом наступного дослідження.

Таким чином, отримане нове диференційне рівняння другого порядку в нормальній формі, яке описує процес динамічної взаємодії гнучкої очисної лопаті з головками коренеплодів цукрових буряків. Отримане диференційне рівняння створило теоретичні передумови для побудови математичної моделі динамічної взаємодії, яка дозволить встановити вплив конструктивних параметрів на показники якості процесу очищення головок коренеплодів цукрових буряків.

УДК 631.312

Удосконалення конструкції робочої секції просапного культиватора

Д.В. Губа, студент, гр. МС-ІЗМС,

В.М. Сало, проф., д-р техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

В останні роки Україна впевнено зайняла місце серед провідних експортерів продукції рослинництва. Підставою для цього здебільшого стало застосування сучасних технологій, сортів і гібридів, технічного забезпечення. Наразі стоїть необхідність вирішення паралельної задачі – збільшення валового збору екологічної продукції – поширення біологічного землеробства. В даному випадку особлива увага повинна приділятися біологічним та механічним способам захисту культурних рослин від бур'янів, шкідників і хвороб. В зв'язку з цим удосконалення конструкції машин для догляду за посівами є цілком актуальною науково-господарською задачею.

На даний час в системі біологічного землеробства основною машиною для боротьби з бур'янами на посівах просапних культур без застосування хімічних засобів залишається просапний культиватор [1,2].

В Україні найбільш поширеними представниками даної групи машин є культиватори марки КРНВ-5,6. На перший погляд вони мають досить просту будову – рама на основі квадратної труби 140 x 140 мм, яка спирається на два пневматичних колеса, посередині якої закріплено начіпний пристрій. Основними робочими вузлами є секції. Саме до надійності даних вузлів і якості виконання ним технологічного процесу є багато нарікань з боку працівників аграрного сектору. А саме, в серійних машинах секції з'єднуються з рамою за допомогою паралелограмної навіски, яка, в свою чергу, формується верхньою і двома нижніми повідками, з'єднаними з кронштейнами рами і бруса робочих органів за допомогою чотирьох вісей. Головний недолік даної конструкції полягає в тому, що посадкові поверхні в зонах з'єднання вісей з повідками

мають досить малу площу контакту і при інтенсивних навантаженнях в умовах агресивного середовища швидко стираються. Зазори, які утворюються в з'єднаннях, призводять до значних горизонтальних переміщень гряділя секції з робочими органами. За таких умов, спочатку стає неможливим забезпечення величин заданих захисних зон при міжрядному обробітку культур, а згодом стає неможливим і виконання технологічного процесу в цілому.

Було запропоновано багато шляхів вирішення даної задачі. В місцях з'єднання встановлювали капронові чи металокерамічні втулки, які на певний час продовжували термін служби секції, але все рівно не наближали термін їх експлуатації до заявленого терміну експлуатації всього культиватора. Наступним кроком було встановлення закритих шарикових підшипників. Надійність ще частково підвищувалася, але зростала вартість секції і суттєво ускладнювалася конструкція елементів навіски та її виготовлення.

З метою усунення даних недоліків пропонується нижні повідки 3 в місцях отворів через які проходять вісі 4 зварювати попарно за допомогою трубок 5, внутрішній діаметр яких співрозмірний з діаметром вісі. В даному випадку ланка з нижніх повідків буде представляти собою жорсткий прямокутник (рис.1).

Передні і задні посадкові місця ланки нижніх повідків встановлюють між вухами кронштейнів рами 1 і гряділя робочих органів 2. Вісь, за допомогою якої закріплюється прямокутник з повідків, проходить через трубу, яка з'єднує повідки і конструктивно виконана таким чином, що відносно вух кронштейнів вона не повертається, а отже місця їх з'єднання не стираються.

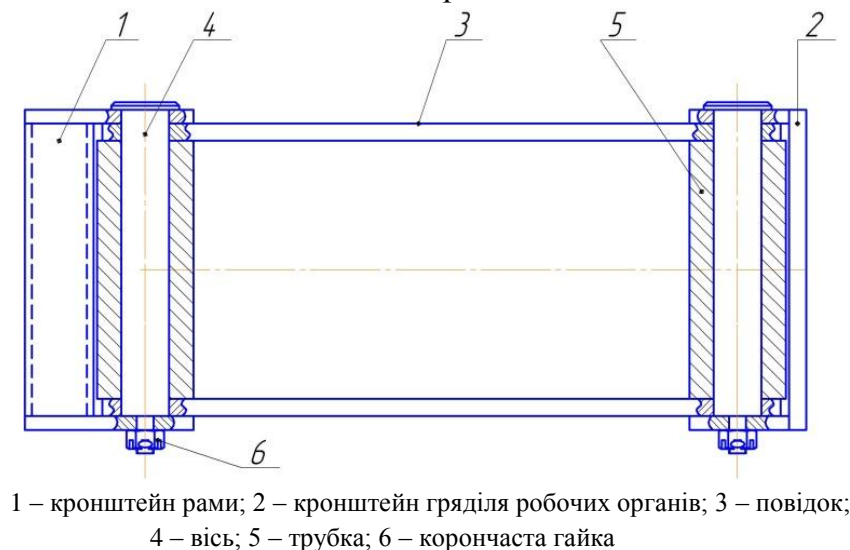
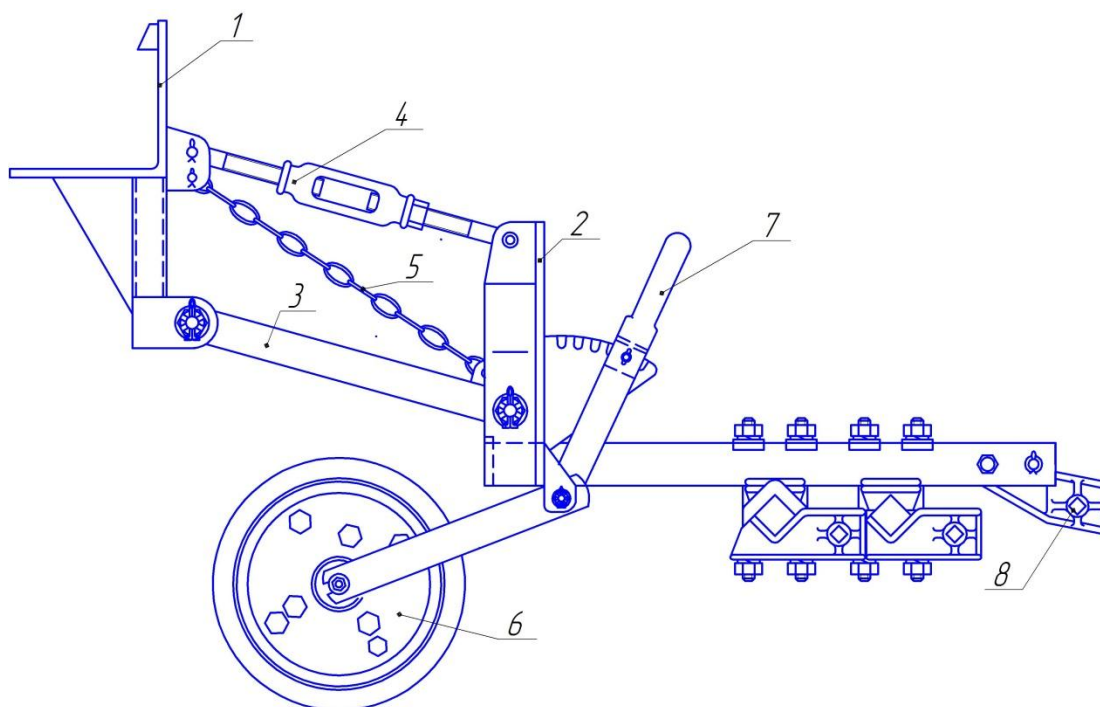


Рисунок 1 – Ланка нижніх повідків у вигляді жорсткого прямокутника

Переміщення – провертання в вертикальній площині гряділя з робочими органами відбувається по всій площі контакту внутрішньої поверхні трубок з поверхнею вісі, де також передбачено їх змащення. При такій конструкції навішування секції на раму культиватора забезпечується її тривала і надійна робота (рис.2).



1 – кронштейн рами; 2 – кронштейн гряділя робочих органів; 3 – повідки; 4 – верхня тяга;
5 – обмежувальний ланцюг; 6 – колесо; 7 – важіль; 8 – тримачі робочих органів

Рисунок 2 – Секція з жорсткою ланкою нижніх повідків

Відсутність можливих горизонтальних переміщень секції в процесі роботи дозволяє забезпечувати мінімально можливі з агротехнічної точки зору захисні зони і виконувати міжрядний обробіток посівів без зниження передбачених робочих швидкостей.

Отже запропоноване удосконалення конструкції секції просапного культиватора здатне підвищити ефективність і якість виконання процесів міжрядного обробітку посівів.

Список літератури

1. Сисолін П.В. Сільськогосподарські машини / Теоретичні основи, конструкція, проектування. Книга 1: Машини для рілляництва// П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропівний. За ред. М.І. Черновола. – К.: Урожай, 2001. – 382 с.
2. Гапоненко В.С. Сільськогосподарські машини / В.С. Гапоненко, Д.Г. Войтюк. – 6-е вид., перероб. і допов.– К.: Урожай, 1992. – 448 с.

Синтез конструктивно-технологічних схем – основа для розробки багатофункціональних комбайнів

М.С. Шведик, канд. техн. наук
Луцький національний технічний університет

Швидке зростання врожайності зернових культур до 60 і більше центнерів зерна з гектара та вимога проведення збирання врожаю за 5...7 днів призводять до збільшення навантаження на один фізичний комбайн. Однак, аналіз техніко-економічних показників як вітчизняних так і зарубіжних комбайнів, які широко використовуються в господарствах України показує, що вони мають низьку пропускну здатність – до 5...10 кг/с. Як наслідок період збирання зернових культур затягується до 20...30 днів, що призводить до значних втрат зерна. При цьому багато зерна вибивається з колосків під час ударів планок мотовила по стеблах. Результати наших польових досліджень з накладанням метрової рамки на стерню показали, що навіть після обприскування хлібостою препаратами (з метою запобігання осипання зерна з колосся) на кожному квадратному метрі поля після проходження комбайна залишається від 80 до 160 шт. зернин. Однак на не оброблених полях ці втрати зростають у 3... 5 разів і сягають 5...6 ц/га.

Для більшості комбайнів характерним є й те, що після їхнього проходження на полі залишається в копах соломка, на збирання якої необхідні значні матеріальні, технічні і людські ресурси, що негативно впливає на собівартість сільськогосподарської продукції. Крім цього, існуючі зернозбиральні комбайни мають вузький діапазон використання – не більше 30 днів протягом року.

Тому одним з шляхів зниження собівартості виробництва продукції є впровадження багатофункціональних комбайнів, що мають широкий діапазон застосування. Проте на даний час такі комбайни промисловістю не випускаються.

Проведений нами структурно-біологічний аналіз хлібостою зернових колосових культур показує, що 70% зерна знаходиться в 30-ти сантиметровому колосовому шарі, а решта зерна – в низькорослих стеблах. Очевидно, що ці біологічні особливості зернових колосових культур повинні лягти в основу розробки нового принципу їх збирання, а саме – зменшення об'єму біологічної маси, що подається як на обмолот, так і на очистку.

На нашу думку підвищити в два-три рази пропускну здатність комбайна і за рахунок цього забезпечити збір зернових культур без збільшення чисельності парку зернових комбайнів, можна шляхом установки на комбайні двох жниварок, тобто застосування двох'ярусного зрізу хлібної маси – спочатку зрізати верхній колосовий шар і направляти його на обмолот в основний молотильний апарат, а низькостеблевий

хлібостій, що залишився на корені – зрізати нижньою жниваркою і подавати на обмолот в додатковий молотильний апарат, де обмолочувати тільки колосову частину зерна.

Для вловлювання зерна, що вибивається планками мотовила, найбільш доцільно встановити в зоні мотовила пневмовловлювач, а для очистки зерна і його виділення з вороху замість соломотряса доцільно застосувати продування вороху повітряними струменями, тобто шляхом створення «киплячого шару».

Що стосується підбору соломи і інших стеблових матеріалів, то під час розв'язку даної задачі необхідно насамперед відійти від стереотипу, який склався у конструкторів сільськогосподарської техніки, що після подачі зрізаної маси в середину комбайна і до завершення всіх технологічних операцій, її ні в якому разі не можна виводити за його межі, оскільки відхід від такого «неписаного правила», і використання в ролі транспортуючої робочої поверхні самої поверхні поля, може забезпечити зменшення матеріаломісткості конструкції. Так, в даному випадку соломі, що виходить з додаткового молотильного апарата доцільно вкладати на стерню, а для її підбору необхідно встановити на комбайні новий пристрій розроблений на основі синтезу конструктивно-технологічних схем зернозбирального комбайна і рулонного прес-підбирача. Таке рішення дасть можливість не тільки підбирати соломі і пресувати її в круглі рулони та укладати в спеціальний причіпний візок, але й розширити діапазон використання комбайна на інших роботах, зокрема на підборі з валків сіна та льонотрести. Розширити функціональні можливості комбайна можна також і після демонтажу додаткового молотильного апарата, завдяки чому нижня жниварка буде працювати в режимі скошування трав з укладанням її у валок.

Установка на комбайні бункера виконаного у вигляді кузова, що піднімається за допомогою гідроциліндрів, забезпечить транспортування сипких матеріалів, а його демонтаж та зняття прес-підбирача і жниварок, дасть можливість використовувати комбайн протягом року для перевезення великогабаритних і об'ємних вантажів.

Таким чином на основі аналізу конструктивно-технологічних схем як зернозбиральних комбайнів, так і одно-, двоопераційних машин з різних галузей, нами виявлено їх найбільш характерні функціональні особливості і синтезовано в тій чи іншій мірі в багатофункціональному комбайні, схема якого наведена на рис.1.

Отже, розроблюваний зернозбиральний комбайн буде мати багатофункціональне призначення, зокрема він забезпечить двохярусний зріз хлібної маси з роздільним обмолотом колосової і стеблової частин, скошуватиме трави і укладатиме їх у валок, підбиратиме з валків сіно, соломі, льонотресту і формуватиме їх у круглі рулони та накопичуватиме в спеціальному візку і транспортуватиме на краї поля по чотири штуки. Наявність спеціального бункера забезпечить транспортування сипких матеріалів.

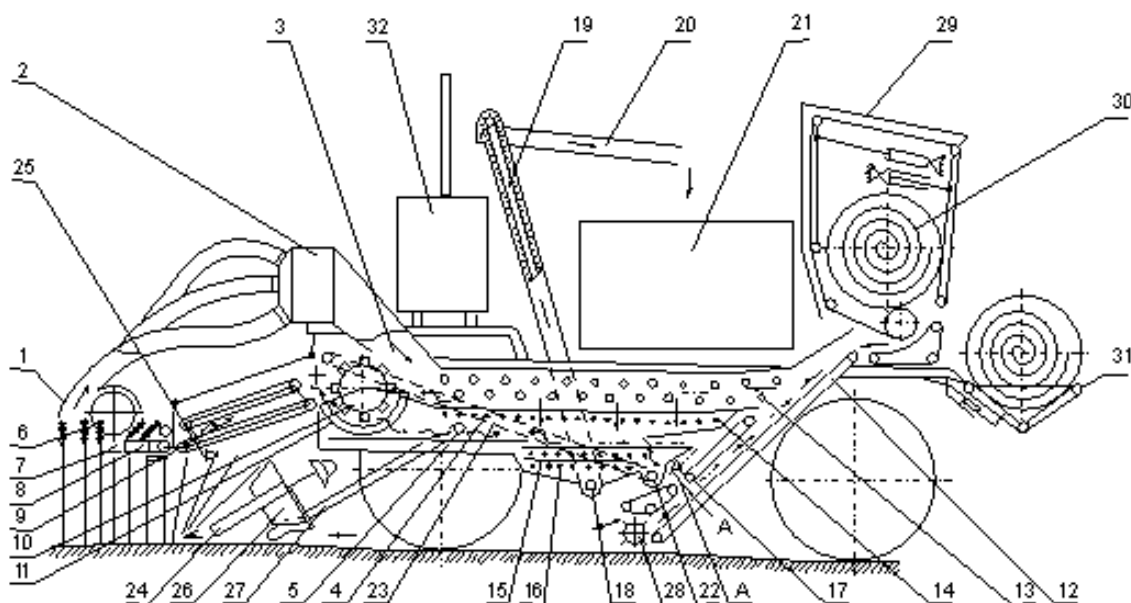


Рисунок 1 – Технологічна схема багатофункціонального комбайна

Таким чином на основі проведених досліджень можна зробити такі **висновки**:

1. Підвищити в два-три рази пропускну здатність комбайна можна за рахунок зменшення подачі на обмолот об'єму соломистої маси шляхом застосування двохярусного зрізу колосової і стеблової маси та роздільним її обмолотом.

2. Для вловлювання зерна вибитого планками мотовила найбільш доцільно застосувати пневмовловлювач, що встановлюється в зоні мотовила.

Розширити діапазон використання зернозбирального комбайна можна на інших видах робіт за рахунок установки на ньому нижньої жниварки із швидкознімним молотильним апаратом, а також підбирача соломистої маси, рулонного преса та бункера прямокутної форми оснащеного гідропіднімачем.

УДК 631.312

Забезпечення працездатності котків – подрібнювачів на малих робочих швидкостях

Д.Г. Коган, студент, гр. МБ-13М,

В.М. Сало, проф., д-р техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Відомо, що ефективність будь-якого виробництва в значній мірі залежить від собівартості продукції, яка виробляється. Галузь рослинництва не є виключенням. В пошуках шляхів підвищення її ефективності виробники все ширше застосовують

новітні технології виробництва – мінімальний обробіток ґрунту, пряма сівба, збирання врожаю, при якому на полях залишається весь стеблестій та інші рослинні рештки. Але запровадження даних технологій вимагає вирішення ряду нових побічних задач. Як приклад, успішному запровадженню навіть мінімального обробітку ґрунту чи прямої сівби заважають саме результати процесів збирання врожаю – велика кількість рослинних решток на поверхні поля.

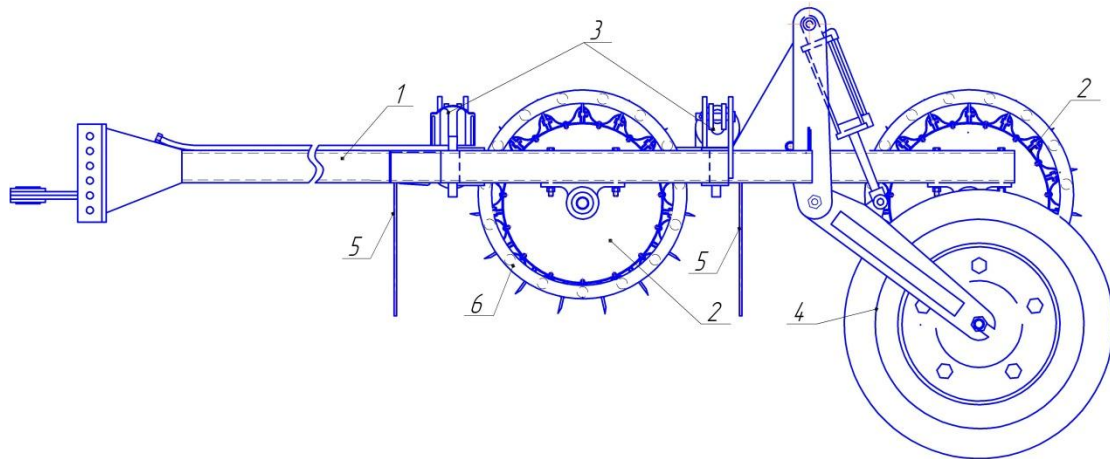
До останнього часу ця задача вирішувалася шляхом застосування дискових знарядь, здебільшого борін [1]. Але їх застосування є неможливим при нульовому обробітку так як одночасно з подрібненням рослинних решток відбувається обробіток ґрунту. До того ж визнано, що саме дискові знаряддя є лідерами в процесах руйнування структури ґрунтів, їх суттєвого переуцільнення [2]. Альтернативою цим знаряддям стають спеціальні машини – подрібнювачі рослинних решток. Серед них можна виділити три основні групи за конструктивними особливостями. Машини з приводом робочих органів від ВВП з горизонтальною та вертикальною віссю обертання ножів і безприводні машини з робочими органами у вигляді котків з ножами [3]. Саме котки-подрібнювачі мають просту конструкцію, здатні забезпечувати високу продуктивність та ефективно виконувати технологічний процес на робочих швидкостях близьких до 25 км/год. Саме такі робочі швидкості і є запорукою надійного виконання процесу подрібнення.

Недоліком їх роботи є те, що при малих робочих швидкостях і абсолютній вологості ґрунту понад 17 % можливе накопичення рослинних решток і ґрунту між ножами робочих котків, що суттєво знижує надійність виконання технологічного процесу.

Враховуючи те, що в розпорядженні багатьох аграрних підприємств знаходяться трактори, які за своїми технічними характеристиками не можуть забезпечувати названі робочі швидкості, то виникає необхідність розробки такої конструкції робочих котків, яка буде здатна виконувати технологічний процес на значно менших технологічних швидкостях.

З цією метою пропонується конструкція котка-подрібнювача (рис.1) який складається з рами 1, жорстко закріпленого до неї заднього та шарнірно двох бокових робочих котків 2.

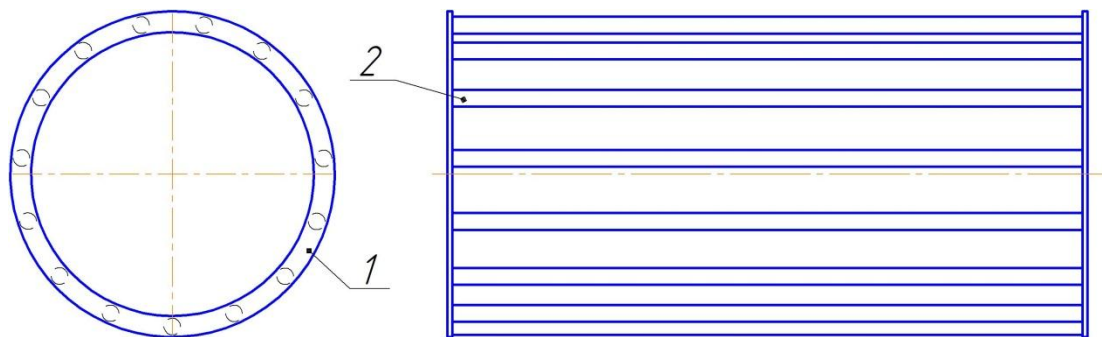
Шарнірне закріплення бокових робочих котків забезпечує добре копіювання нерівностей поверхні поля. При дальньому транспортуванні бокові котки підіймаються у бокове положення гідроциліндрами 3, а вся машина підіймається спираючись на опорні колеса 4, механізми яких також гідрофіковані. Для підвищення рівномірності подрібнення високого стеблостою соняшнику, кукурудзи та інших рослин перед робочими котками встановлені пружинні гребінки – напрямники 5, які орієнтують стебла перпендикулярно ножам.



1 – рама; 2 – робочий коток; 3 – гідроциліндри; 4 – транспортні колеса; 5 – гребінки; 6 – виштовхувач

Рисунок 1 – Коток-подрібнювач рослинних решток

Оригінальним новим елементом конструкції машини, який дозволяє виконувати технологічний процес на малих швидкостях є виштовхувач 6. Він представляє собою своєрідний циліндр (рис.2), утворений двома плоскими кільцями жорстко з'єднаними між собою трубами, кількість яких рівна кількості ножів на робочому котку.



1 – кільце; 2 – труба

Рисунок 2 – Виштовхувач

Діаметр виштовхувача менший за діаметр робочого котка на висоту ножа. Виштовхувач охоплює робочий коток таким чином, що його труби знаходяться між зубами. При несприятливих умовах роботи котка в момент притискання рослинних решток ножами до ґрунту їх суміш з ґрунтом тисне на трубу виштовхувача. Зусилля передається через плоскі бокові кільця на труби, які знаходяться в даний момент у верхньому положенні і ті зміщуються від поверхні циліндра котка до країв ножів. В результаті цього труби виштовхують защемлені між ножами рослинні рештки з ґрунтом. Для запобігання ударів труб виштовхувача об циліндр робочого котка і його ножі в зоні їх з'єднання з кільцями вони покриті армованими тканиною гумовими втулками.

Обладнання котків-подрібнювачів виштовхувачами розглянутої конструкції забезпечує їх надійну роботу при малих робочих швидкостях близьких до 10-13 км/год.

Список літератури

1. Гапоненко В.С. Сільськогосподарські машини / В.С. Гапоненко, Д.Г. Войтюк. – 6-е вид., перероб. і допов. – К.: Урожай, 1992. – 448 с.
2. Экологические проблемы присущие традиционным приемам обработки почв и отдельные пути их решения/ Сало В.М., Сисолін П.В., Місків В.З./Prezent si viitor in domeniul meca-nizarii si electrificarii agrikul-turii.Chisinau.2000.,z.121-124.
3. Пат.на кор. модель 83199. Коток – подрібнювач рослинних решок / Сало В.М., Лузан П.Г.Богатирьов Д.В., Мачок Ю.В., Лузан О.Р.; заявник і патентотримач Сало В.М. –№u2013 03722; заявл. 26.03.2013; опубл. 27.08.2013, Бюл. №16.

УДК 517.968

Задача багатоваріантного прогнозу розвитку машинно-тракторного парку

В.В. Яременко, канд. техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Задача оновлення машинно-тракторного парку є актуальною, оскільки він налічує велику кількість тракторів і сільськогосподарських машин, які давно відпрацювали свій амортизаційний термін.

В багатьох наукових працях задачі оновлення техніки та підрахунку її потреби для виконання необхідного об'єму робіт розглядалися окремо. Як правило, для вирішення згаданих задач застосовувалися лінійні статичні моделі та методи лінійного програмування. Була запропонована динамічна інтегральна модель, яка дає можливість задачі оновлення та потреби в техніці об'єднати в одній моделі. Такий підхід дозволяє розглянути машинно-тракторний парк як систему, що розвивається. А це дає можливість для дослідження застосувати сучасні методи теорії динамічних систем.

Також запропонована динамічна модель потреби та оновлення техніки в сільському господарстві на базі системи нелінійних інтегральних рівнянь Вольтера 1 роду та розглянута задача багатоваріантного прогнозу розвитку машинно-тракторного парку в цій моделі.

Основним завданням даного дослідження є дослідження теоретичних передумов математичної моделі багатоваріантного розвитку машинно-тракторного парку.

Задача багатоваріантного прогнозу розвитку машинно-тракторного парку описується наступною системою нелінійних інтегральних рівнянь Вольтера 1 роду:

$$\begin{cases} \int_{z(t)}^t \beta_i(\tau, t) X_i(\tau) d\tau = f_i(t), & i = \overline{1, n}, \\ \sum_{k=1}^n \int_{z(t)}^t q_k(\tau) X_k(\tau) d\tau = p(t), \end{cases} \quad (1)$$

відносно невідомих $z(t)$, $X_i(t)$, $i = \overline{1, n}$, $t \in [t_0, T]$, $t_0 < T < \infty$.

Після визначення невідомих функцій та складових системи (1) вона була подана у наступному вигляді

$$\int_{z(t)}^{t_s} \sum_{j=1}^n q_j(\tau) X_j(\tau) d\tau = p(t) - \int_{t_s}^t \sum_{j=1}^n q_j(\tau) X_j(\tau) d\tau. \quad (2)$$

В даній роботі застосовується метод простої ітерації, який широко використовується при розв'язуванні інтегральних рівнянь Вольтера і інших видів операторних рівнянь. Побудований ефективний ітераційний алгоритм розв'язування даної системи нелінійних інтегральних рівнянь.

Алгоритм розв'язування системи рівнянь (1) складається з наступних етапів:

- 1) перевірка узгодженості рівнянь;
- 2) $s = s + 1$;
- 3) $k = 0$, вибір нульового наближення $X_i^0(t_s)$, $i = \overline{1, n}$;
- 4) $k = k + 1$;
- 5) обчислення $z^{k+1}(t_s)$ за допомогою алгоритму;
- 6) визначення $(k + 1)$ -го наближення $X_i^{k+1}(t_s)$ з рівняння;
- 7) якщо $\max_{1 \leq i \leq n} |X_i^{k+1}(t_s) - X_i^k(t_s)| > \varepsilon$, де ε – дана константа, то відбувається

повернення на четвертий етап;

- 8) якщо $s < N$, то відбувається повернення на другий етап.

Таким чином, приведені чисельні алгоритми дозволяють знайти невідомі функції, що входять в систему нелінійних інтегральних рівнянь Вольтера II-го роду.

Отримані чисельні алгоритми дають можливість в подальшому побудувати математичну модель багатоваріантного прогнозу розвитку машинно–тракторного парку для конкретного регіону.

Новий широкозахватний культиватор

В. С. Харчук, студент, гр. ПМ-13М,

В.М. Сало, проф., д-р техн. наук

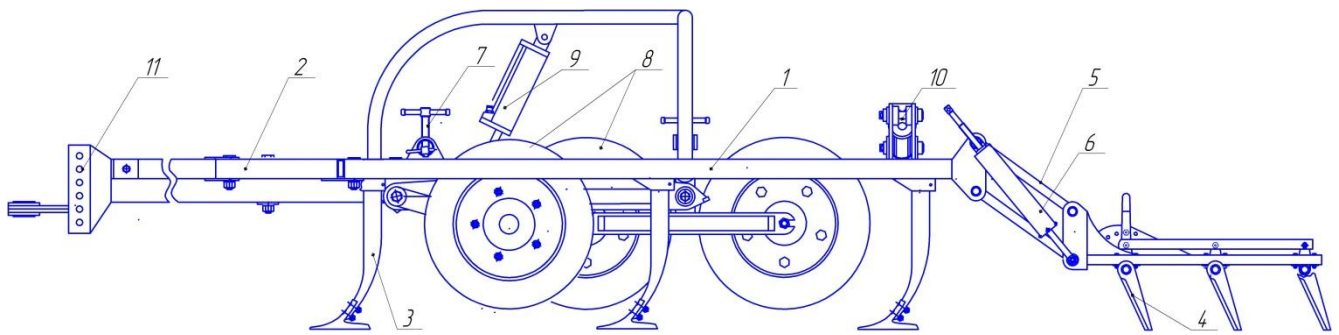
Кіровоградський національний технічний університет

Виробництво продукції рослинництва передбачає виконання цілого ряду технологічних процесів. Найбільш енергоємними і трудомісткими з них залишаються процеси обробітку ґрунту як основного, так і поверхневого, передпосівного. Основними шляхами підвищення ефективності виконання даних процесів залишаються: підвищення якості обробітку, продуктивності та надійності машин.

В свою чергу, досягти підвищення ефективності можна збільшенням ширини захвату за умов наявності в господарствах угідь, придатних для використання широкозахватних ґрунтообробних машин та енергонасичених засобів агрегаткування. На даний час значний відсоток аграрних підприємств задовольняють даним умовам. Інша ситуація з наявністю робочих машин – культиваторів. Здавна відомі культиватори КПС-4, які можна використовувати в зчипці по два, залишаються вкрай ненадійними, як і розроблені вітчизняними виробниками широкозахватні КПШ-8 та ін.[1,2]. Завезені ж із-за кордону культиватори відомих фірм Джон-Дір, Лемкен та ін., не завжди є адаптованими до роботи на важких чорноземах і при цьому мають в рази більшу вартість ніж вітчизняна продукція аналогічного призначення.

В розрізі вирішення даної задачі розроблена конструкція експериментального культиватора секційного причіпного шириною захвату 10 м (рис. 1). Універсальність даної конструкції забезпечується тим, що в якості основних робочих органів використовуються важкі культиваторні лапи шириною захвату 42 см, а головне, з кутом кришення крил до 15^0 , що і дозволяє використовувати його при виконанні як поверхневого так і основного до 18 см обробітку ґрунту.

Процеси переведення культиватора з робочого в транспортне положення та підймання секцій гідрофіковані. В першому випадку працюють чотири гідроциліндри МЦ-75/35х200, а в другому два циліндри МЦ-80/40х900. Для покращення умов роботи підшипникових вузлів опорних коліс вони встановлені в вилках, що також позитивно впливає на роботу механізмів регулювання. Особливість механізмів регулювання глибини полягає в тому, що вони мають просту конструкцію у вигляді гвинтової пари, і працюють у поєднанні з гідравлічним механізмом переведення культиватора з робочого в транспортне положення та вилкою опорних коліс. В даному варіанті колеса можуть виконувати функції як опорних під час роботи, так і транспортних.



- 1 – рама; 2 – причіп; 3 – важкі культиваторні лапи; 4 – борони зубові; 5 – паралелограмна навіска борін;
6 – регулятор тиску; 7 – гвинтовий механізм регулювання глибини обробітку; 8 – опорні колеса;
9 – гідроциліндри переведення культиватора з робочого в транспортне положення; 10 – гідроциліндри підймання секцій; 11 – понижувач причіпного пристрою

Рисунок 1 – Схема універсального секційного культиватора

Оскільки культиватор може використовуватися для основного безвідвального обробітку, то виникає необхідність додаткового, за один прохід по полю, розпушування зрушеного лапами поверхневого шару ґрунту. З цією метою конструкцією передбачено оригінальні борони з плоскими зубами та можливістю їх регулювання в вертикальній площині. Так зуби можуть встановлюватися як вертикально, так із нахилом в протилежну від напрямку руху машини сторону до 45^0 . За напрямом руху ряди зубів встановлені на обґрунтованій відстані в 370 мм один від одного, та між зубами одного ряду 200 мм. З урахуванням конструктивних особливостей взаємного розташування окремих вузлів культиватора та запобігання можливого накопичення рослинних решток між робочими органами, вони розташовані в чотири ряди з мінімальною відстанню між рядами 750 мм. Стійкість ходу культиватора забезпечуються відповідною довжиною причіпного пристрою, а можливість агрегування з різними марками тракторів – понижувачем. Інтенсивність роботи борін змінюється натискними штангами.

Запропонована конструкція універсального культиватора з обґрунтованими параметрами робочих органів та їх взаємного розташування повинна забезпечити ефективне використання енергонасичених засобів агрегування, якісне і надійне виконання технологічних процесів поверхневого та основного безвідвального обробітку ґрунту з чітким виконанням агротехнічних вимог.

Список літератури

1. Сисолін П.В. Сільськогосподарські машини / Теоретичні основи, конструкція, проектування. Книга 1: Машини для рільництва// П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропівний. За ред. М.І. Черновола. – К.: Урожай, 2001. – 382 с.
2. Гапоненко В.С. Сільськогосподарські машини / В.С. Гапоненко, Д.Г. Войтюк. – 6-е вид., перероб. і допов. – К.: Урожай, 1992. – 448 с.

Вдосконалення конструкції куттера, призначеного для виробництва варених ковбас

В.В. Дворницький, *маг. гр. ХП ІЗМ,*

С.М. Лещенко, *доц., канд. техн. наук*

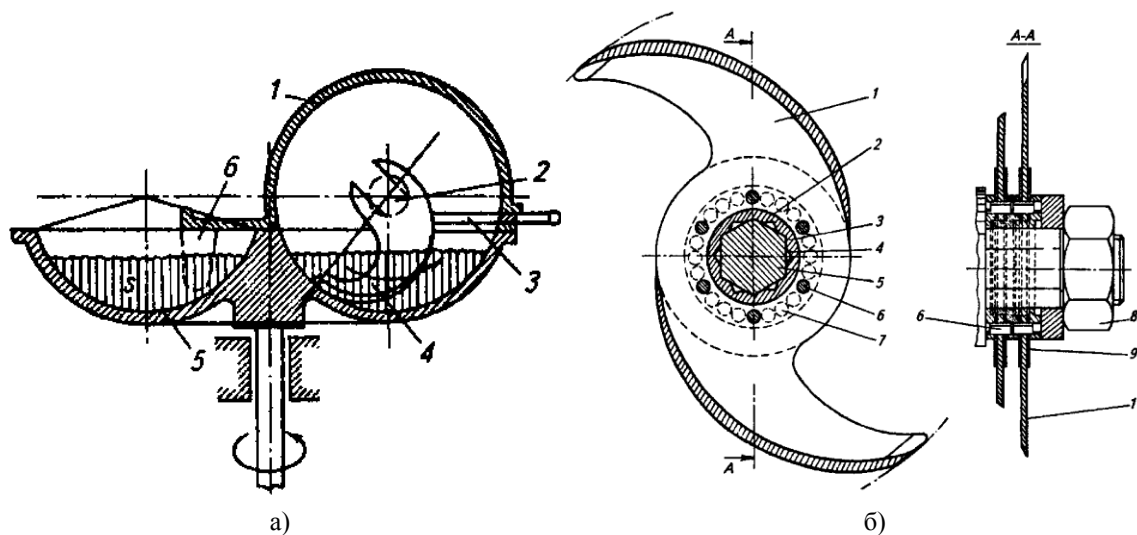
Кіровоградський національний технічний університет

До машин для тонкого подрібнення відносяться куттери періодичної і неперервної дії з різною формою і розміщенням серповидних ножів; універсальні куттери, в яких суміщаються операції перемішування, попереднього і кінцевого подрібнення; різноманітні за конструкцією машини для подрібнення фаршу.

В промисловості широкого застосування знайшли куттери періодичної дії, але тривалість обробки сировини в таких машинах порушує поточність виробничих процесів, крім того в конструкціях таких машин не вирішенні питання механізації завантаження і розвантаження продукції. Під час подрібнення сировини в куттері процес може відбуватися у відкритій чаші чи під вакуумом. Практично доведено, що куттерування під вакуумом дозволяє отримати фарш і готові вироби вищої якості за рахунок поліпшення кольору, смакових якостей виключення можливості утворення крупних пор і порожнин.

Конструктивною особливістю подрібнюючого механізму сучасних куттерів є наявність швидкообертаючого ножового пристрою із комплектом серповидних ножів, які можуть бути із кількома ріжучими кромками, форма і розміри яких визначається якістю подрібнення продукту і енергетичними витратами. В більшості серійних машин заточування ножів має форму асиметричного клина з кутом при вершині від 15 до 30°. Ножі закріплюються способами закритого чи відкритого гнізда. У першому випадку кріплення ножів із вилкоподібною посадковою частиною застосовується для куттерів низької продуктивності. Ножі закріплюються на валу гайкою, яка утримується силою тертя. Другий спосіб використовується для високопродуктивних куттерів. В цьому випадку ножі виготовляють з отворами в посадочній частині. Конструкцію ножів і ножової голівки (рис. 1) виготовляють такою, щоб забезпечити їх легке балансування і підтримати мінімальний зазор між внутрішньою поверхнею чаші і ріжучою кромкою ножа.

Існуючі в серійних машинах куттерні ножі з серповидною і гранованою ріжучою кромкою мають наступні недоліки: створюють застій в зоні різання, сприяють затриманню фаршу в ножовій кришці та значної аерації фаршу, призводять до нагріву фаршу під час технологічного процесу і є високовартісними.



а – схема роботи: 1 – кришка; 2 – вал; 3 – гребінка; 4 – ніж; 5 – чаша; 6 – скребок;
 б – ножова головка куттера в зборі: 1 – ніж; 2 – посадочна частина; 3 – втулка; 4 – отвір; 5 – вал;
 6 – штифт; 7 – отвір; 8 – гайка; 9 – диск

Рисунок 1 – Куттер періодичної дії

З метою усунення вказаних недоліків пропонуємо використовувати ніж оригінальної форми в конструкції якого для підвищення точності регулювання робочого зазору зуби основ фіксаторів зміщені відносно центра фіксатора на одну четвертину товщини зуба. До переваг, які досягаються при використанні запропонованих ножів можна віднести: тонке подрібнення інгредієнтів, мінімальні включення повітря, зменшення нагріву фаршу, висока продуктивність, економія електроенергії, висока якість отриманої продукції, значно нижча собівартість ножів, можливість збереження продуктивності куттера при використанні найменшої кількості ножів запропонованої конструкції.

Список літератури

1. Цугленок Н.В. Дипломное проектирование предприятий мясной промышленности. Учебное пособие. / Цугленок Н.В., Матюшев В.В., Машанов А.И., Гончаров Ю.М., Антонов Н.М. – Красноярский государственный аграрный университет, Красноярск, 2006. – 407 с.
2. Технологія м'яса та м'ясних продуктів: Підручник / М.М. Клименко, Л.Г. Віннікова, І.Г. Береза та ін.; За ред. М.М. Клименка. – К.: Вища освіта, 2006. – 640 с.
3. Антипов С. Т. Машины и аппараты пищевых производств / С. Т. Антипов, И. Т. Кретов, А. Н. Остриков, В. А. Панфилов. – М.: Высш. шк., 2001. – 864 с.
4. Забашта А.Г. Справочник по производству фаршированных и вареных колбас, сарделек, сосисок и мясных хлебов. / Забашта А.Г., Подвойская И.А., Молочников М.В. – М., 2007. – 702 с.

Вплив втрати вакууму на ефективність присмоктування насіння комірками дозуючого елемента

М.О. Свірень, проф., д-р техн. наук

Д.І. Петренко, доц., канд. техн. наук

О.В. Харов, магістрант

Кіровоградський національний технічний університет

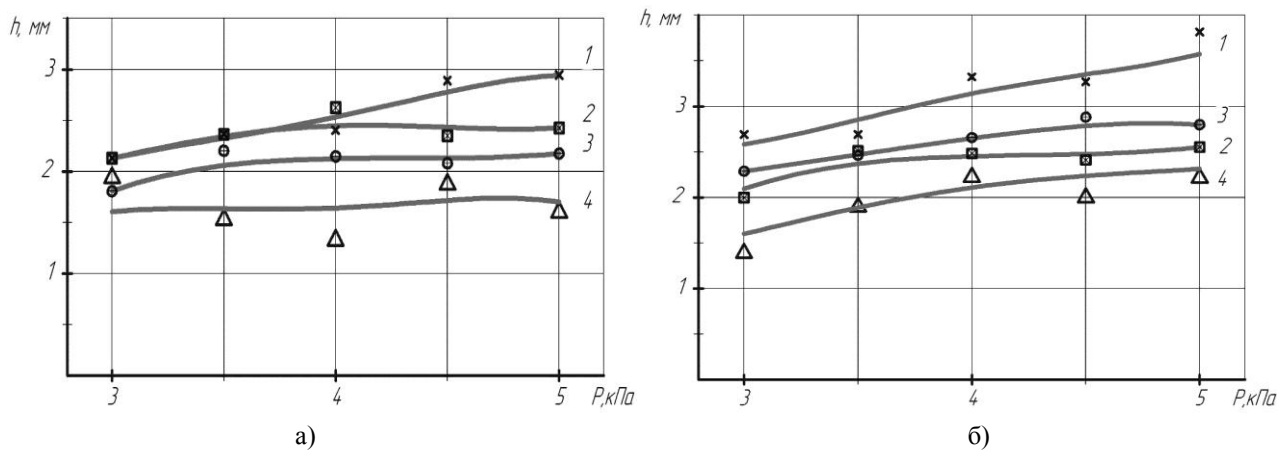
Робота висівного апарату пневмомеханічного типу безпосередньо пов'язана з умовами взаємодії повітряного потоку (вакууму) з насінням. І однією з вимог до конструкції висівних апаратів є забезпечення мінімізації втрат тиску в пневмосистемі.

Втрата вакууму в пневмомеханічному висівному апараті може бути викликана різними причинами, пов'язаними як із зниженням продуктивності вентилятора, так і з втратами в магістралі або зносом ущільнюючих прокладок. Це обумовлює необхідність у вивченні впливу втрати вакууму на присмоктуючу силу, яка створюється отворами дозуючого пристрою.

Дослідження впливу ступеня розрідження у вакуумній камері на присмоктуючу здатність отворів показали загальну закономірність збільшення критичної відстані захоплення насіння зі збільшенням ступеня розрідження. Це природний результат, що підтверджує фізичну суть процесів. Однак для різних отворів і різних культур взаємозв'язок виражається по-різному. Дуже близькі дані отримані для конічної і тороїдальної форми отворів (рис. 1, а, б). Для загальних видів отворів дані групуються в інтервалі значень критичних відстаней $h = 1,5 \dots 3,2$ мм з незначною перевагою у тороїдальної форми отворів.

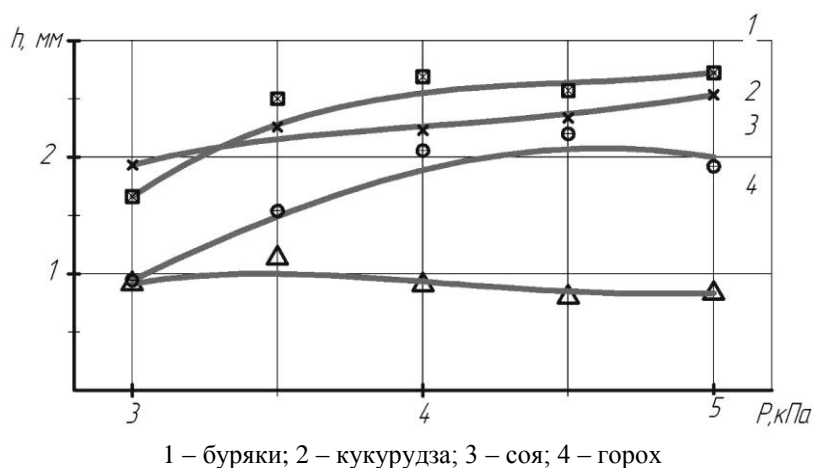
Спостерігається деяка нерівномірність у втраті критичної відстані присмоктування при зниженні вакууму. Так, на ділянці розрідження 3...4 кПа зменшення критичної відстані присмоктування трохи нижче ніж на ділянці 4...5 кПа. Тобто, з підвищенням розрідження спостерігається деяке насичення у збільшенні критичної відстані присмоктування.

Також нелінійність, проте ще більшою мірою, характерна для сферичної комірки (рис. 2) на насінні сої та кукурудзи. Звертає на себе увагу загальне зниження величини критичної відстані присмоктування в порівнянні з іншими видами форм отворів. Це вказує на низьку ефективність роботи даної форми присмоктуючого отвору. З графіків видно, що найгірше присмоктується насіння гороху. Для них спостерігається практично стабільна найменша відстань $h = 0,9$ мм, у той час як насіння буряків починають присмоктуватись цим же отвором, але з відстані в два рази більшої.



а – для отвору конічної форми; б – для отвору тороїдальної форми
(1 – буряки; 2 – кукурудза; 3 – соя; 4 – горох)

Рисунок 1 – Залежність критичної відстані захоплення насіння від розрідження у вакуумній камері



1 – буряки; 2 – кукурудза; 3 – соя; 4 – горох

Рисунок 2 – Залежність критичної відстані захоплення насіння від розрідження у вакуумній камері для сферичної форми отвору

Дещо кращий, ніж у сферичного отвору, присмоктуючий ефект спостерігається для комірки циліндричної форми (рис. 3).

Для даної комірки дотримуються загальні закономірності зміни критичного відстані присмоктування від ступеня розрідження у вакуумній камері. Підтверджується і розташування насіння культур по ефективності їх присмоктування отвором. Проте, порівняно зі сферичною, результат досліджень для циліндричного отвору дещо зміщений в сторону більших значень відстаней h . Це вказує на кращу її працездатність по відділенню насіння.

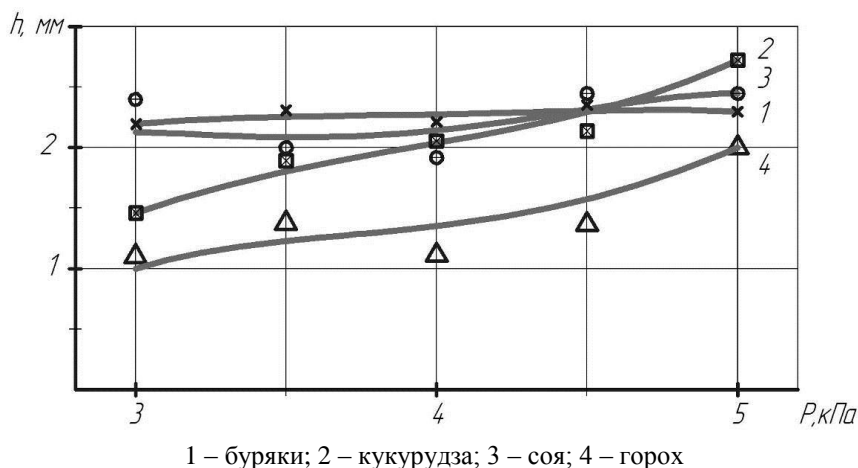


Рисунок 3 – Залежність критичної відстані захоплення насіння від розрідження у вакуумній камері для циліндричної форми отвору

Таким чином, узагальнюючи отримані результати досліджень з впливу втрати вакууму на ефективність присмоктування насіння можна помітити, що зниження ступеня розрідження в будь-якому випадку призводить до зменшення присмоктуючої здібності. Причому найбільше це проявляється при менших значеннях розріджень ($P \sim 3$ кПа) і меншою мірою при великих ($P \sim 5$ кПа).

Зниження ступеня розрідження в камері зменшує захоплюючу здатність отворів, а значить і викликає збільшення кількості пропусків при проведенні посіву. Причому цей негативний ефект збільшується по нелінійному закону при розрідженні, менше $P = 3,5$ кПа. З іншого боку, при розрідженні, більших за $P > 4$ кПа залежність між ступенем розрідження і ефективністю присмоктування зменшується про що свідчить практично лінійний характер залежностей на цій ділянці.

УДК 628.511.633.85

Динаміка швидкості частинки у повітряному потоці вертикального каналу пневмосепаратора рушанки рицини

А.Б. Чебанов

Таврійський ДАТУ, м. Мелітополь

Розроблені математичні вирази для визначення динамічних характеристик частинок дисперсної фази запиленних повітряних потоків при пневмосепарації рушанки рицини. Маючи рівняння вертикальної швидкості руху дисперсних частинок у

вертикальному каналі пиловловлюючого пристрою (1) та їх переміщення (2) можливо обґрунтувати деякі конструктивно-технологічні параметри пневмосепаратору.

$$V_{\epsilon} = V_n - tg \left[\frac{t \cdot g + B \cdot \operatorname{arctg} \left(\frac{V_n}{B} \right)}{B} \right] \cdot B, \quad \text{при } B = \sqrt{\frac{m \cdot g}{(\mu - k \cdot F)}}, \quad (1)$$

$$S = V_n \cdot t + \frac{B^2}{g} \cdot \ln \left[\frac{\sqrt{2} \cdot (B - V_n)}{B} \cdot \cos \left(\frac{\pi}{4} + \frac{t \cdot g}{B} \right) \right], \quad (2)$$

де $k = \rho \cdot C_x / 2$; ρ – питома вага повітря, кг/м³; $C_x/2$ – коефіцієнт, що враховує аеродинамічну форму поверхні дисперсної частинки; F – площа, на яку діє потік, м²; μ – коефіцієнт тертя, кг/м; m – маса дисперсної частки, кг; g – прискорення вільного падіння, м/с². V_n – швидкість повітряного потоку, м/с².

Для дослідження рівнянь (1) і (2) були прийняті наступні обмеження та припущення: діапазон варіювання швидкості повітряного потоку у вертикальному каналі становить 2-7 м/с, що обумовлено технологічними вимогами до якості сепарації рушанки в горизонтальному каналі; діапазон варіювання розмірів частинок дисперсної фази у вертикальному каналі обмежений 0,5-4мм; частинки дисперсної фази мають складну форму, а не шароподібну, як прийнято представляти в дослідженнях, тому в розрахунки було введено відповідний коефіцієнт, що враховує аеродинамічну форму поверхні дисперсної частки $C_x/2=0,7...0,8$; коефіцієнт тертя для таких частинок складає 0,0008...0,001·F кг/м; потік повітря за перетином вертикального каналу рівномірний; момент інерції, який діє на частинку приймався рівним нулю.

Дослідження закономірностей динаміки руху дисперсної частинки рушанки рицини у повітряному потоці вертикального каналу пневмосепаратора дозволило обґрунтувати технологічну швидкість повітряного потоку у вертикальному каналі та його конструктивну висоту. Так при висоті каналу 1400 мм і швидкості потоку в діапазоні 3,2-4,8 м/с концентрація пилу рицини в робочій зоні не буде перевищувати гранично допустиму концентрацію. Теоретично обґрунтовані параметри пневмосепаратора перевірені експериментально.

Особливості взаємодії вертикально розміщеного пасивного леза з ґрунтом

Ю.В. Мачок, канд. техн. наук,

В.М. Сало, проф., д-р техн. наук,

П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

В процесі взаємодії з ґрунтовим середовищем леза ґрунторізальних елементів робочих органів посівних машин піддаються інтенсивному абразивному зношуванню, що призводить до втрати їх початкових геометричних параметрів та закладених функціональних властивостей.

Слід зазначити, що більшість відомих конструкцій сошників мають вертикально розміщене леза [1,3,4]. Вивченню питання їх взаємодії з ґрунтовим середовищем практично не приділялось уваги [2]. Зазначені леза мають робочу поверхню складної форми, що обумовлює виникнення нерівномірного силового навантаження на них та, відповідно, нерівномірного зносу по довжині та ширині.

З метою вивчення можливості керування процесами формоутворення вертикально розміщених лез в процесі експлуатації проводились дослідження величини та характеру зношування на прикладі полозу полозкового сошника зернової сівалки [5].

Результати спостереження за характером зміни контуру леза полозу свідчать, що з напрацюванням чітко виявляються три зони зношування (рис.1): I–зона ложеутворення, II–перехідна зона, III–зона різання.

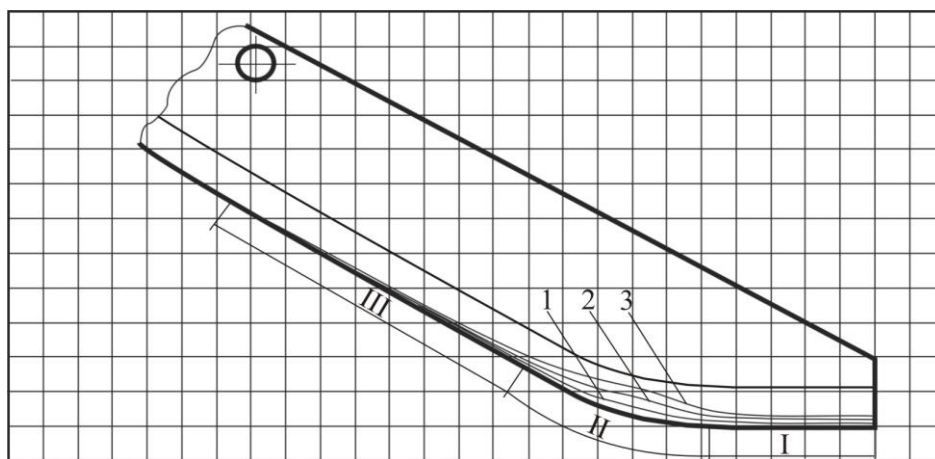


Рисунок 1 – Зміна контуру загостреного полозу в процесі роботи при напрацюванні: 1- S_1 ; 2- S_2 ; 3- S_3 ; де $S_1 < S_2 < S_3$

Лінійний знос у виділених зонах контролювали індикатором годинникового типу ИЧ-10М, протарованим на мірних плитках. Для вивчення динаміки лінійного зношування зміцнених та серійних лез полозів в процесі роботи використано планіметричний метод. Видно, що величина лінійного зносу леза в цих зонах різна (рис.2).

Найбільшому зносу піддається перехідна зона (зона II). Основна небезпека зношування в даній зоні полягає в тому, що знос відбувається в “тіло” полозу з утворенням заглибини. Тут можливе набивання рослинних решток, що викликатиме зростання тягового опору сошника та його виглиблення з ґрунту. Менш інтенсивно зношується лезо в першій зоні (зоні ложеутворення) через більш низьке силове навантаження. Наслідком зношування є затуплення леза, а як результат – зменшення глибини загортання насіння. Найменшому зносу лезо піддається в третій зоні через найнижче силове навантаження завдяки тому, що кут його нахилу леза близький до кута тертя ґрунту об метал.

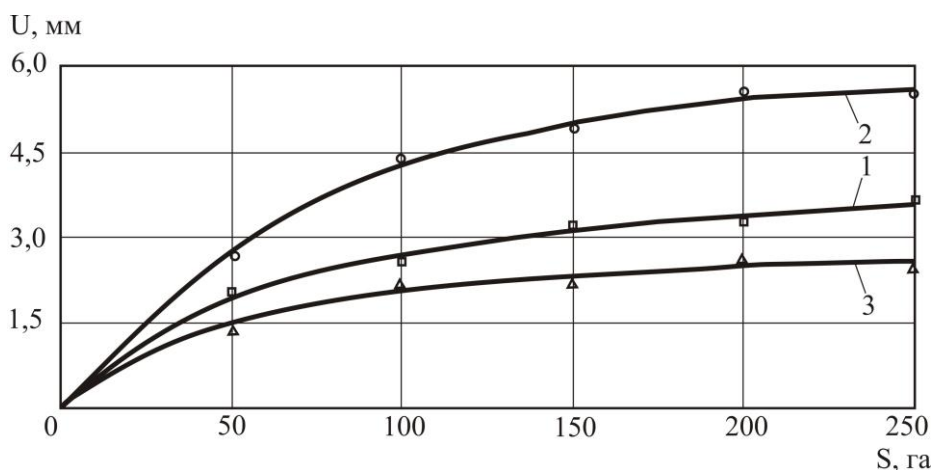


Рисунок 2 – Залежність лінійного зносу полозів сошників в характерних зонах від напрацювання: 1 – I зона; 2 – II зона; 3 – III зона

Таким чином, виявлено знос леза по всій довжині його контактування з ґрунтом. Найбільш небезпечним є знос у перехідній зоні де спостерігається його розвиток у “тіло” полозу з утворенням заглибини, що значно погіршує умови борознутворення та спричиняє підвищення тягового опору сошника. З метою керування процесами формоутворення та підвищення довговічності вертикально розміщених ґрунторізальних елементів очевидною є необхідність їх зміцнення зносостійкими матеріалами.

Список літератури

1. Аулін В.В. Довговічність полозу полозкового сошника зернових сівалок. / В.В. Аулін, Ю.В. Мачок, Д.М. Барановський // Проблеми трибології (Problems of Tribology). - Хмельницький, ХДУ, 2009. - № 1. – 2009. – С. 112-119.
2. Мачок Ю.В. Обґрунтування конструкції полозкового сошника з самозагострюваним лезом полозу / Ю.В. Мачок, В.В. Аулін, Є.К. Солових, І.К. Солових // Конструювання, виробництво та експлуатація

сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвідомч. наук.-техн. зб.— Кіровоград, 2011. — Вип. 41; Ч. 1 — С. 297–300.

3. Сисолін П.В. Нові сошники для якісної сівби зернових культур / П.В. Сисолін, А.І. Бойко // Техніка АПК. — 2005. - № 3. — С. 8-9.
4. Сисолін П.В. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування / П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропивний; за ред. М.І. Черновола. — К.: Урожай, 2001. — 384 с.
5. Пат. 20712 Україна, А01С 7/20. Сошник / Сисолін П.В., Сало В.М., Головка О.М., Бойченко С.Ф., Ляшенко А.С., Хроліков О.В.; заявник та патентотримач Кіровоградський інститут сільськогосподарського машинобудування. - №97020700; заявл. 18.02. 1997; опубл. 27.02.1998, Бюл. №1.

ЗМІСТ

О.В. Анісімов, В.М. Сало, С.М. Мороз

Аналіз конструкцій посівних секцій просапних сівалок.....3

О.С. Гринченко

Закономірності виникнення і методи попередження раптових та поступових відмов у сільськогосподарській техніці 4

В.М. Булгаков

Математична модель процесу сепарації вороху7

М.М. Борис, В.М. Бабка

Обґрунтування технологічної схеми безкопірного зрізу гички цукрових буряків .. 9

А.М. Борис

Лабораторна установка та результати досліджень нового відокремлювача гички... 10

І.В. Головач

Обґрунтування взаємодії пасивного копіра з головкою коренеплоду 12

М.І. Ікальчик

Вплив конструктивних параметрів на продуктивність скреперної установки14

Р.В. Григораши, О.М. Васильковський

Удосконалення зерноочисного відділення млина «Мрія-0,6» 17

Л.И. Бойко, В.И. Прибыльский, Н.П. Першукевич, Н.Л. Ракова

Экспериментальные исследования нагруженности рекуперативного привода режущего аппарата с планетарным механизмом преобразования вращательного движения в колебательное 20

В.М. Сало, П.Г. Лузан, О.Р. Лузан

Порівняльні випробування експериментальних сошників для прямої сівби зернових культур 22

М.М. Борис, В.М. Бабка

Сучасні технології та технічні засоби для видалення гички цукрових буряків 25

С.М. Мороз, О.М. Васильковський

Аналіз експериментальних досліджень транспортера–сепаратора зерноочисної машини 26

С.В. Мартиненко, В.М. Сало

Технічне рішення якісного загортання насіння в ґрунт 28

Д.С. Куліш, С.М. Лещенко

Огляд способів повітряного очищення зерна та напрямки його інтенсифікації 31

О. Сичов, О. Васильковський

Удосконалення різального апарата приставки кукурудзозбиральної КМД-6 33

А.А. Ящук, Р.В. Кірчук

Техніко-економічне обґрунтування сушарки насіння льону олійного 35

А.О. Чорнуха, С.М. Лещенко

Пошук конструкції чизельних лап 39

О.М. Черниш

Теорія взаємодії гнучкої очисної лопаті з головкою коренеплоду 42

Д.В. Губа, В.М. Сало

Удосконалення конструкції робочої секції просапного культиватора 44

М.С. Шведик

Синтез конструктивно-технологічних схем – основа для розробки
багатофункціональних комбайнів 47

Д.Г. Коган, В.М. Сало

Забезпечення працездатності котків – подрібнювачів на малих робочих
швидкостях 49

В.В. Яременко

Задача багатоваріантного прогнозу розвитку машинно-тракторного парку 52

В. С. Харчук, В.М. Сало

Новий широкозахватний культиватор 54

В.В. Дворницький, С.М. Лещенко

Вдосконалення конструкції куттера, призначеного для виробництва варених
ковбас 56

М.О. Свірень, Д.І. Петренко, О.В. Харов

Вплив втрати вакууму на ефективність присмоктування насіння комірками
дозуючого елемента 58

А.Б. Чебанов

Динаміка швидкості частинки у повітряному потоці вертикального
канала пневмосепаратора рушанки рицини 60

Ю.В. Мачок, В.М. Сало, П.Г. Лузан

Особливості взаємодії вертикально розміщеного пасивного леза з ґрунтом..... 62

**Проблеми конструювання, виробництва та
експлуатації сільськогосподарської техніки**

Матеріали IX-ї Міжнародної науково-практичної конференції

Випуск 2

Відповідальний за випуск Д.І. Петренко

Комп'ютерна верстка І.М. Каліч

Тиражування О. Г. Каліч

*Приватне підприємство «Ексклюзив-Систем»
Свідоцтво про реєстрацію ДК № 4470 від 17.01.2013 р.
25006, м. Кіровоград, вул. Шевченка, 25
тел./факс 24-35-53*

Здано в набір 25.10.2013 Підписано до друку 28.10.2013. Формат 60х84 ¹/₁₆.
Папір газетний. Гарнітура Times New Roman Умов. друк. арк. 8,25
Наклад 100 прим. Замовлення №0026.

